



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Marius Bried

Konzeptionierung eines Crash-Schlittens für Traktionsbatterien von Fahrzeugen

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Marius Bried

**Konzeptionierung eines Crash-Schlittens
für Traktionsbatterien von Fahrzeugen**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Flugzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Dipl.-Ing. Schaefer GmbH & Co. KG
Gutenbergstrasse 27
21465 Reinbek

PAConsult GmbH
Birkenau 3
22087 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Benedikt Plaumann
Zweitprüfer/in: Dipl.-Ing. Simon Kos

Abgabedatum: 17.11.2021

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich dafür bedanken, dass ich die Möglichkeit erhalten habe, meine Masterarbeit in Zusammenarbeit mit der Dipl.-Ing. Schaefer GmbH & Co. KG und der PAConsult GmbH zu verfassen.

Der Dank geht dabei an alle Personen, die mich während meiner Arbeit unterstützt haben. Ein besonderer Dank geht an meinen Betreuer seitens der Dipl.-Ing. Schaefer GmbH & Co. KG, Herrn Dipl.-Ing. Simon Kos und meinen Betreuer seitens der HAW Hamburg, Herrn Prof. Dr.-Ing. Benedikt Plaumann für die Betreuung und Bewertung meiner wissenschaftlichen Arbeit.

Darüber hinaus geht mein Dank an die Mitarbeiter der genannten Unternehmen, die mich mit Anregungen zu möglichen Verbesserungen in meiner Arbeit sehr weitergebracht haben.

Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit ist die Erarbeitung eines Konzepts einer Prüfanlage für Traktionsbatterien von Fahrzeugen. Dabei soll am Ende der Arbeit ein Konzeptstand entstehen, welche eine grundlegende Machbarkeit der Lösung darstellt.

Im ersten Schritt werden die bereits auf dem Markt befindlichen Anlagen analysiert. Auf Basis dessen und den Anforderungen aus der Prüfnorm ECE R100 wird ein Lastenheft erstellt. Das Lastenheft dient als Grundlage für die Suche nach möglichen Lösungsansätzen, welche im Anschluss mit Hilfe einer Nutzwertanalyse und zuvor definierten Kriterien bewertet werden.

Nach der Bewertung aller Lösungsmöglichkeiten, wird das am besten geeignete Konzept auf Komponentenebene weiter ausgearbeitet. Dabei erfolgt neben der Ausarbeitung der technischen Spezifikationen eine grobe betriebswirtschaftliche Abschätzung.

Abstract

The aim of the present scientific work is to develop a concept for a test facility for traction batteries of vehicles. At the end of the work, a conceptual design is to be developed, which represents a basic feasibility of the solution.

In the first step, the systems already available on the market will be analyzed. On the basis of this and the requirements from the test standard ECE R100, a specification sheet will be created. The specifications serve as the basis for the search for possible solutions, which are then evaluated with the help of a utility value analysis and previously defined criteria.

After evaluating all possible solutions, the most suitable concept is further elaborated at component level. In addition to the development of the technical specifications, a rough business assessment is also carried out.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Tabellenverzeichnis	iv
1 Aufgabenstellung	1
2 Marktanalyse	2
3 Lastenheft	3
3.1 Numerische Berechnung Beschleunigung-Zeit-Verlauf	5
4 Konzeptsammlung	8
4.1 Konzepte für positiven Schock	8
4.2 Konzepte für negativen Schock	11
5 Nutzwertanalyse	14
5.1 Beschreibung der Kriterien für die Nutzwertanalyse	14
5.2 Bewertung der gesammelten Konzepte	17
6 Detailanalyse ausgewählter Konzepte	19
6.1 Ausarbeitung Schock-Anlage Variante A - Pneumatikkolben mit Reibbremse und Schienen	20
6.2 Ausarbeitung Schock-Anlage Variante B - Riemenantrieb mit Profilführungen	23
6.3 Ausarbeitung Schock-Anlage Variante C - Seilzug mit Wirbelstrombremse und Magnetschwebbahn	28
7 Entwurf und Dimensionierung des finalen Konzepts	32
7.1 Konstruktion Teil 1 - Der Schlitten	32
7.2 Ausarbeitung ungebremster Pneumatikzylinder	35
7.3 Konstruktion Teil 2 - Pneumatikzylinder	38
7.4 Ausarbeitung gebremster Pneumatikzylinder	41
7.5 Konstruktion Teil 3 - Druckbehälter, Unterbau, Linearführung und Reibbremse	44
7.5.1 Konstruktion Druckbehälter	44
7.5.2 Konstruktion Unterbau	45
7.5.3 Konstruktion Linearführung	46
7.5.4 Reibbremse	47
7.6 Berechnung maximales Prüfgewicht	50
8 Wirtschaftliche Abschätzungen	52
8.1 Unterbau	52
8.2 Linearführung	52
8.3 Druckbehälter mit Untergestell	53
8.4 Pneumatikzylinder	53
8.5 Bremsanlage	54
8.6 Schlitten	54
8.7 Betriebs- und Wartungskosten	55
9 Zusammenfassung	56

10 Ausblick	59
Literaturverzeichnis	61
Anhang	64
Eidesstattliche Erklärung	74

Abbildungsverzeichnis

1	Beschleunigung-Zeit-Verlauf ECE R100 [Uni13]	3
2	Schematische Darstellung einer Railgun [int18]	8
3	Schockprüfstand mit Schwunghammer der HAW Hamburg	10
4	Schematische Darstellung Funktionsweise einer Wirbelstrombremse [Tob]	11
5	Schematische Darstellung einer einfachen Hydraulikanlage [Wik05]	12
6	Schematische Darstellung des Riemenantriebs	13
7	Ausschnitt Bewertungstabelle Nutzwertanalyse	17
8	Morphologischer Kasten für die Konzeptauswahl	20
9	Schematische Darstellung Pneumatik-Konzept	21
10	Schematische Darstellung Riemenantrieb	24
11	Schematische Darstellung Seilzug mit Wirbelstrombremse	28
12	Gesamtansicht des Schlittens der Crash-Anlage	32
13	Grundrahmen des Schlittens	33
14	Konzept Linearführung	34
15	Technische Spezifikationen SKF 6405 Kugellager [SKF]	34
16	Beschleunigung-Zeit-Verlauf ungebremster Pneumatikzylinder	37
17	Vergleich unterschiedlicher Volumen der Druckkammer	38
18	Querschnitt des Pneumatikzylinders	39
19	Pneumatikzylinder mit Halterung	40
20	Vergleich Maximumkurve, Minimumkurve, ungebremster und gebremster Zylinder	42
21	Beschleunigungsverlauf mit angepassten Parametern	43
22	Druckbehälter für den Prüfstand	45
23	Unterbau Schock-Prüfstand	46
24	Aufbau Prüfstand ohne Schlitten und Druckbehälter	47
25	Verriegelung für den Druckaufbau	47
26	Bremse zur Regelung des Pneumatikzylinders	48
27	Schlittenbremse zum Abbremsen nach dem Schock	49
28	Vergleich Minimal- und Maximalkurve gegenüber 750 kg bzw. 1.350 kg Prüfgewicht	51
29	Gesamtansicht Prüfanlage	56

Tabellenverzeichnis

1	Zahlenwerte für Beschleunigung-Zeit-Verlauf ECE R100 [Uni13]	4
2	Zusammenfassung Anforderungen	5
3	Zusammenfassung der numerischen Näherung der Minimumkurve	6
4	Zusammenfassung der numerischen Näherung der Maximumkurve	7
5	Zusammenfassung Kriterien und deren Gewichtung	16
6	Rangliste der bewerteten Konzepte	18
7	Rangliste der TOP 5 Konzepte	19
8	Fixwerte für die Berechnung des Pneumatikkolbens	20
9	Fixwerte für die Berechnung des Riemenantriebs	24
10	Zwischenstand Berechnungsergebnisse	25
11	Auftretende Kräfte bei positiver und negativer Beschleunigung	27
12	Fixwerte für die Berechnung der Seilwinde	29
13	Zwischenstand Berechnungsergebnisse	30
14	Festgelegte Parameter des Pneumatikzylinders	39
15	Einfluss der Parameter auf die Geschwindigkeit und den Weg	43
16	Zusammenfassung der berechneten Maschinenparameter	50
17	Kostenaufstellung Unterbau	52
18	Kostenaufstellung Linearführung	52
19	Kostenaufstellung Druckbehälter	53
20	Kostenaufstellung Pneumatikzylinder	53
21	Kostenaufstellung Bremsanlagen	54
22	Kostenaufstellung Schlitten	55
23	Zusammenfassung der technischen Daten	58

1 Aufgabenstellung

Im Zuge der Masterarbeit soll in Zusammenarbeit mit den Unternehmen RMS Dipl.-Ing. Schaefer GmbH & Co. KG und PAConsult GmbH ein Konzept für einen horizontalen Schock-Schlitten für Traktionsbatterien von Fahrzeugen entstehen.

Zunächst soll ein Lastenheft erstellt werden, um zusammen mit den beteiligten Firmen alle technischen und marktrelevanten Anforderungen an den Prüfstand aufzunehmen. Es soll darin ein beispielhafter Prüfaufbau beschrieben werden, mit der Möglichkeit den Aufbau für weitere Anwendungen zu skalieren. Die Anforderungen für die auftretenden Beschleunigungen und notwendigen Geschwindigkeiten werden u.a. der Norm ECE R100 [Uni13], vgl. Diagramm im Anhang, entnommen.

Im Zuge der Konzepterstellung sind mehrere unterschiedliche Prinzipien für die jeweiligen notwendigen Funktionen zu ermitteln. Aus den Lösungsprinzipien sind mit geeigneten methodischen Werkzeugen verschiedene Gesamtlösungen zusammenzustellen und vor dem Anforderungshintergrund zu bewerten. Die am besten geeignete Lösung soll im Anschluss konstruktiv auf Komponentenebene ausgearbeitet werden. Für eine spätere mögliche Umsetzung der Ausarbeitung in einen realen Prüfstand wird eine erste grobe betriebswirtschaftliche Abschätzung der Herstellungs- und Betriebskosten getroffen. Die Ausarbeitung schließt die Spezifikation der wesentlichen Komponenten mit ein. Für die Skalierbarkeit auf andere Anforderungskollektive ist ein einfaches parametrisches Modell zu entwickeln, das die jeweils dominanten technischen Spezifikationen der benötigten Komponenten in Abhängigkeit der Anforderungen beschreibt.

2 Marktanalyse

In diesem Kapitel soll analysiert werden, welche Anlagen auf dem Markt existieren, um Traktionsbatterien nach der Norm ECE R100 zu prüfen.

Im Batterietestzentrum des TÜV Süd in Oberpfaffenhofen-Weßling werden Traktionsbatterien auf ihre Sicherheit geprüft. Dort kommt ein über 45 m langer Schlittenprüfstand für die Versuche zum Einsatz [Rud21], vgl. Zeitungsartikel im Anhang. Dabei wird der Schlitten mittels eines Seilzuges auf eine definierte Geschwindigkeit beschleunigt. Am Ende des Beschleunigungsweges prallt der Schlitten gegen einen Stapel aus Stahlprofilen. Durch die Verformung der Profile wird die Energie gezielt abgebaut. Dabei kann durch die Auswahl der Profile und der Aufprallgeschwindigkeit die auftretende Schockbelastung gesteuert werden. Die Anlage ermöglicht Tests an Batterien bis 1.000 kg mit einer Belastung von maximal 90 G. Bei leichten Prüfkörpern sind bis zu 150 G möglich. Die maximale Aufprallgeschwindigkeit liegt bei 80 km/h. Insgesamt kann die Anlage sehr hohe Maximalbelastungen erzeugen, bei relativ hoher Prüfmasse. Nachteilig ist, dass nach jedem Versuch die Stahlprofile ersetzt werden müssen, was nicht nachhaltig ist. Des Weiteren ist die Anlage mit über 45 m sehr lang. Vermutlich handelt es sich um einen umfunktionierten Schlittenprüfstand für klassische Crash-Versuche.

Die Firma Messring GmbH hat mit dem "Compact Impact Sled"[Mes] ein sehr vielseitiges Schlittensystem im Portfolio. Die Anlage ist mit nur 18 m deutlich kompakter als das System des TÜV Süd. Das Konzept der Messring-Anlage unterscheidet sich dabei grundlegend. Hier wird die Schockbelastung durch positive Beschleunigung erzeugt, statt durch Verformung von Crashstrukturen. Hierfür kommt ein hydraulisch aufgeladener Pneumatikzylinder zum Einsatz. Die Anlage kann bis zu 1.500 kg schwere Prüfkörper, bei maximal 80 G, bewegen. Die Maximalgeschwindigkeit liegt, wie bei der Anlage des TÜV, ebenfalls bei 80 km/h. Neben Batterieversuchen nach ECE R100 sind noch eine Vielzahl weiterer Versuche möglich, z.B für Sitzen, Sicherheitsgurten oder Ladungssicherung.

Insgesamt gibt es nicht viele Systeme auf dem Markt, die Schocktests nach ECE R100 durchführen können. Des Weiteren sind diese Anlagen zum Teil sehr groß. Das Ziel ist einen Prüfstand zu entwickeln, der die Anforderungen der Norm erfüllt. Dabei sollte er kleiner als die Anlage der Messring GmbH und kostengünstig herzustellen sein.

3 Lastenheft

In einem ersten Schritt müssen die Anforderungen an den Schock-Prüfstand definiert werden. Hierfür wurde das im Folgenden beschriebene Lastenheft erstellt.

Der Prüfstand soll in erster Linie für Schocktests an PKW-Traktionsbatterien zum Einsatz kommen. Daher orientiert sich das zulässige Maximalgewicht des Prüfkörpers am Gewicht im Moment verwendeter Batterien. Die Gewichte liegen bei großen SUVs und Limousinen bei 500 kg bis 750 kg. Bei einem Tesla Modell S liegt das Batteriegewicht bei der größten Version bei ca. 750 kg [enr20], bei einem Porsche Taycan wiegt sie ca. 630 kg [Wik]. Man kann tendenziell davon ausgehen, dass in Zukunft die Batterien durch neue Technologien eher leichter werden [Hor]. Aus diesem Grund wird das maximal zulässige Prüfkörpergewicht auf 750 kg festgelegt. Die 750 kg sind damit die Auslegungsmasse der Konzepte, bei geringerer Masse müssen gegebenenfalls Maschinenparametern geändert werden.

Neben dem Gewicht des Prüfkörpers muss auch das Gewicht des Schlittens berücksichtigt werden, auf dem der Körper fixiert wird. Der Schlitten wird zunächst mit 750 kg angenommen. Damit beträgt die Gesamtmasse, welche beschleunigt wird, 1.000 kg. Es muss beachtet werden, dass das Gewicht des Schlittens im Zuge der CAD-Konstruktion des finalen Konzepts noch steigen kann.

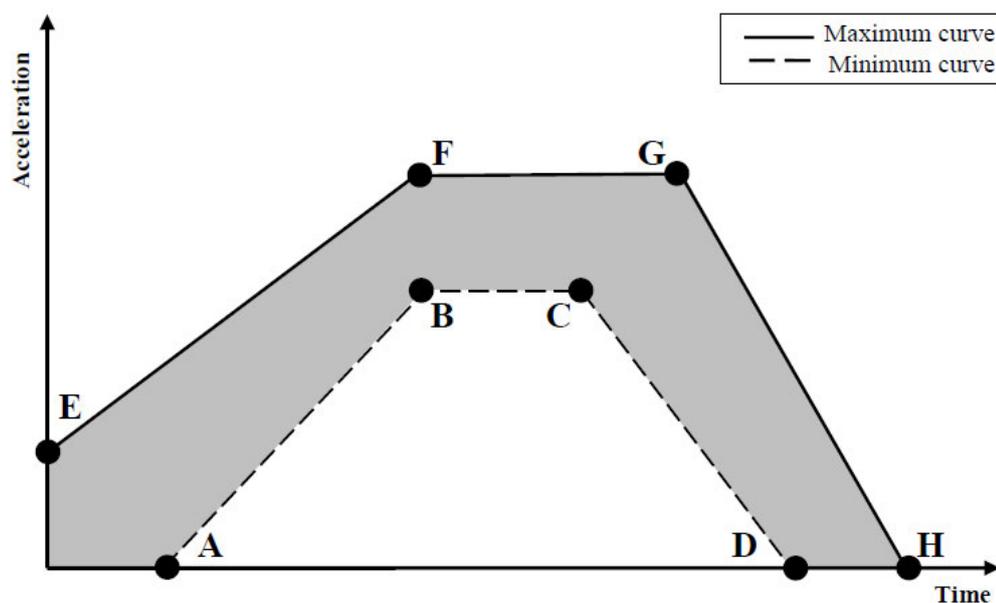


Abbildung 1: Beschleunigung-Zeit-Verlauf ECE R100 [Uni13]

Die maximal notwendigen Beschleunigungswerte werden direkt aus der Prüfnorm ECE R100 entnommen. Für die geplanten Versuche beträgt die Maximalbeschleuni-

gung 28 G bzw. 274,68 m/s². Dabei ist es unerheblich, ob die Schockbelastung durch Beschleunigung oder Abbremsen erzeugt wird. Die Abb. 1 zeigt dabei den zeitlichen Verlauf der Beschleunigung. In der Abbildung sind zwei Kurven eingezeichnet. Für einen gültigen Versuch muss der Prüfstand Beschleunigungen oberhalb der Minimumkurve erzeugen. Das Überschreiten der Maximumkurve sollte auch vermieden werden, ist aber zulässig. In der Norm ECE R100 sind Beschleunigungswerte für verschiedene Fahrzeugtypen angegeben. Für die Konzeption des Prüfstandes sind nur die Werte für Fahrzeuge der Klasse M1 und N1 ausschlaggebend. Bei den genannten Fahrzeugklassen handelt es sich um PKW mit maximal neun Sitzplätzen inkl. Fahrer (M1) und LKW bis maximal 3,5 t maximal zulässiges Gesamtgewicht (N1) [Uni11]. Die zugehörigen Zahlenwerte sind in Tabelle 1 dargestellt.

Punkt	Zeit (ms)	Beschleunigung (G)
A	20	0
B	50	20
C	65	20
D	100	0
E	0	10
F	50	28
G	80	28
H	120	0

Tabelle 1: Zahlenwerte für Beschleunigung-Zeit-Verlauf ECE R100 [Uni13]

Bei den höheren Klassen (M2, M3, N2, N3, vgl. Fahrzeugdefinitionen im Anhang) sind die Maximalbeschleunigungen geringer, dafür sind die Batteriemassen meist höher. Inwieweit auch die höheren Klassen abgedeckt werden können, ist von dem gewählten Konzept abhängig, die Werte sind aber nicht ausschlaggebend bei der Konzeptauswahl.

Aus dem Beschleunigungs-Zeit-Verlauf lässt sich die maximal erreichte Geschwindigkeit und die dabei zurückgelegte Strecke mittels Integration bzw. numerischer Näherung berechnen, das genaue Vorgehen ist im Kapitel 3.1 beschrieben. Die Berechnung ergibt eine maximale Geschwindigkeit von 23,05 m/s und eine Strecke von 1,45 m auf welcher die Beschleunigung erfolgt. Die gegensätzliche Beschleunigung soll auf einer drei- bis viermal längeren Strecke erfolgen. Am Ende des Abbremsens ist zur Sicherheit noch ein Puffer von 0,5 m eingeplant. Mit einer Schlittenlänge von 2 m soll die Gesamtlänge der Linearführung nicht länger als 10 m sein.

Parameter	Zielwert
max. Beschleunigung	28 G, 274,68 m/s ²
Richtung Prüfbeschleunigung	positiv oder negativ
max. Geschwindigkeit	23,05 m/s
Prüfstrecke	1,45 m
Nicht-Prüfstrecke	3x - 4x Prüfstrecke
Länge Schlitten	2 m
Länge Puffer	0,5 m
max. Länge Linearführung	10 m
max. zulässige Prüfmasse	750 kg
Schlittenmasse	250 kg

Tabelle 2: Zusammenfassung Anforderungen

3.1 Numerische Berechnung Beschleunigung-Zeit-Verlauf

In diesem Unterkapitel erfolgt die genauere Beschreibung zur Berechnung von Geschwindigkeit und Weg. Der vorgegebene Verlauf (vgl. Abb. 1) wird hierfür in drei Bereiche unterteilt. In Bereich eins steigt die Beschleunigung linear an, in Bereich zwei ist sie konstant und fällt dann im dritten Bereich linear ab. Für die Berechnung wird für jeden Bereich eine Geradengleichung der Form $y = mx + c$ erstellt. Zunächst werden die Steigungen m_1 , m_2 und m_3 bestimmt. Als zweites folgen die Ordinatenabschnitte c_1 , c_2 und c_3

Die Berechnung der Steigung erfolgt über den Differenzenquotient zweier Punkte:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (1)$$

Die Berechnung des Ordinatenabschnitt über die umgestellte Geradengleichung:

$$c = y - m \cdot x \quad (2)$$

Die Tabellen 3 und 4 fassen alle Werte zu den Geradengleichungen zusammen. Der Vollständigkeit halber sind beide Kurven aufgeführt. Aus den ermittelten Werten kann nun die maximale Geschwindigkeit und der zurückgelegte Weg bestimmt werden. Mathematisch entspricht die Geschwindigkeit dem Integral der Beschleunigungskurve und der Weg ist wiederum das Integral des Geschwindkeitsverlaufs. Die Berechnung erfolgt numerisch durch Annäherung der Kurve in 0,1 ms Schritten. Durch einsetzen der Zeitschritte in die entsprechenden Geradengleichung erhält man den Wert der Be-

schleunigung für jeden einzelnen Punkt. Zwischen den einzelnen Punkten ist die Beschleunigung jeweils konstant, damit können über die physikalischen Grundgleichungen für gleichmäßig beschleunigte Bewegungen die Geschwindigkeit und der Weg berechnet werden. Die Summe der Einzelwerte ergibt dann die Maximalgeschwindigkeit und den zurückgelegten Weg.

Die Geschwindigkeit einer gleichmäßig beschleunigten Bewegung mit Anfangsgeschwindigkeit v_0 berechnet sich wie folgt:

$$v_1 = a_1 \cdot \Delta t + v_0 = a_1 \cdot (t_1 - t_0) + v_0 \quad (3)$$

Der Weg einer gleichmäßig beschleunigten Bewegung mit Startstrecke s_0 wird mit folgender Formel berechnet:

$$s_1 = v_1 \cdot \Delta t + s_0 = v_1 \cdot (t_1 - t_0) + s_0 \quad (4)$$

	Minimumkurve			
	A	B	C	D
Zeit t (sec)	0,02	0,05	0,065	0,10
Beschleunigung (G)	0	20	20	0
Beschleunigung (m/s^2)	0,00	196,20	196,20	0,00
Geradensteigung (m/s^3)	6.540,000		-5.605,714	
		0,000		
Ordinatenabschnitt (m/s^2)	-130,800		560,571	
		196,200		
Geradengleichung	$y = 6.540x - 130,8$		$y = -5.605,714x + 560,571$	
		$y = 196,20$		
Maximalgeschw. (m/s)	9,3195			
zurückgelegter Weg (m)	0,5691			

Tabelle 3: Zusammenfassung der numerischen Näherung der Minimumkurve

	Maximumkurve			
	E	F	G	H
Zeit t (sec)	0,00	0,05	0,08	0,12
Beschleunigung (G)	10	28	28	0
Beschleunigung (m/s^2)	98,10	274,68	274,68	0,00
Geradensteigung (m/s^3)	3.531,600		-6.867,000	
		0,000		
Ordinatenabschnitt (m/s^2)	98,100		824,040	
		274,680		
Geradengleichung	$y = 3.531,6x + 98,1$		$y = -6.867x + 824,04$	
		$y = 274,68$		
Maximalgeschw. (m/s)	23,0486			
zurückgelegter Weg (m)	1,4500			

Tabelle 4: Zusammenfassung der numerischen Näherung der Maximumkurve

4 Konzeptsammlung

In diesem Kapitel werden auf Basis des Lastenhefts verschiedenste Konzepte gesammelt. Mit Hilfe einer Nutzwertanalyse erfolgt dann im nächsten Kapitel eine Bewertung und schlussendlich eine Auswahl der Konzepte. Für die Versuchsdurchführung ist es unerheblich, ob die Beschleunigung positiv oder negativ ist. Es werden daher für beide Varianten Konzepte gesammelt. Die jeweils gegenläufige Bewegung muss dann nach der Auswahl entsprechend definiert werden.

4.1 Konzepte für positiven Schock

Für einen positiven Schock stehen insgesamt zehn Konzepte zur Auswahl. Diese werden im Folgenden kurz beschrieben.

- Railgun:

Die Beschleunigung des Schlittens erfolgt mittels magnetischer Wechselwirkung, vgl. Abb. 2. Die notwendige elektrische Energie wird mittels Super-Caps bereitgestellt. Durch Veränderung der Stromstärke kann die Beschleunigung direkt geregelt werden. Zum Abbremsen nach dem Schock muss noch eine Bremse, z.B. in Form einer Reibbremse, eingeplant werden.

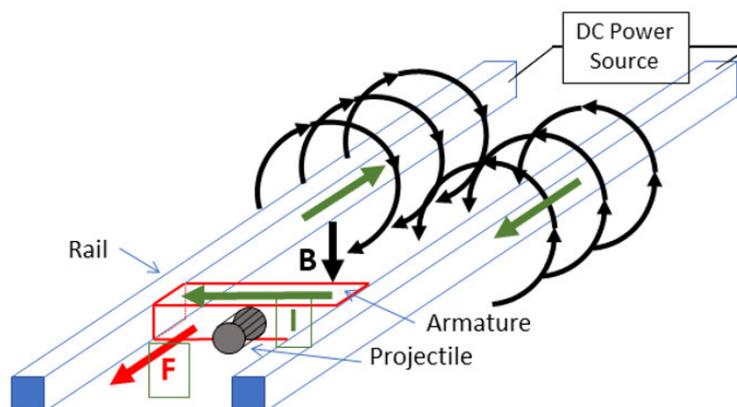


Abbildung 2: Schematische Darstellung einer Railgun [int18]

- Linearantrieb:

Der Schlitten wird direkt über einen Linearmotor angetrieben. Dieser Motor kann direkt angesteuert werden um eine Regelung sicherzustellen. Für das spätere Abbremsen kann entweder der Linearmotor im generatorischen Betrieb oder eine externe Bremse verwendet werden.

- Hydraulikkolben mit Bremse:

Ein großer Hydraulikkolben schiebt den Schlitten an und erzeugt auf diese Weise den benötigten Schock. Da Fluide nicht kompressibel sind, kann der Arbeitsdruck nicht direkt im Kolben erzeugt werden. Daher wird ein Kolbenspeicher verwendet. Darin befindet sich ein Kolben mit einem Gas auf einer Seite und einem Fluid auf der Anderen. Durch Kompression des Gases kann darin Druck gespeichert und dann gezielt eingesetzt werden. Beim Start des Versuchs strömt das Fluid in den Zylinder. Über steuerbare Ventile oder eine externe Bremse kann der Versuch geregelt werden. Die Bremse stoppt dann den Schlitten am Ende des Versuchs.

- Pneumatikkolben mit Bremse:

Im Gegensatz zur Hydraulikvariante wird hier der Zylinder direkt auf den benötigten Nenndruck aufgeladen. Die Druckkammer ist in diesem Fall Teil des Pneumatikzylinders. Dadurch fehlen die Ventile für eine Regelung, sie ist somit nur über eine externe Bremse möglich.

- Druckluft mit Bremse:

Ähnlich der Variante des Pneumatikkolbens wird ein gasgefüllter Druckbehälter auf den benötigten Nenndruck aufgeladen. Die Kraftübertragung auf den Schlitten erfolgt jedoch nicht über einen Kolben, stattdessen drückt die Druckluft direkt auf den Schlitten. Vergleichbar ist das Konzept mit der Funktion eines Luftgewehrs.

- Gummibänder mit Bremse:

An dem Schlitten sind Gummibänder befestigt. Diese werden mit Hilfe eine Winde o.ä. vorgespannt, währenddessen ist der Schlitten über eine Arretierung fixiert. Wenn die benötigte Vorspannung erreicht ist, wird die Arretierung gelöst und die Gummibänder ziehen den Schlitten nach vorne. Die Regelung des Versuchs erfolgt über eine externe Bremse.

- Federn mit Bremse:

Die Beschleunigung über Federn ist sehr ähnlich zu dem Konzept mit Gummibändern. Die Federn werden ebenfalls vorgespannt und beschleunigen nach dem Lösen der Arretierung den Schlitten. Im Unterschied zu den Gummibändern erfolgt die Kraftübertragung in drückender statt ziehender Form. Die Regelung des Versuchs und das Abbremsen des Schlitten erfolgt über eine externe Bremse.

- Schwunghammer mit Bremse:

Bei diesem Konzept erzeugt ein Schwunghammer die notwendigen Kräfte. Der Hammer wird in eine bestimmte Winkelposition gezogen, je weiter hoch, desto größer werden die Kräfte. Nach Auslösen des Hammers schlägt dieser auf den Schlitten und schiebt diesen an. Die Regelung des Versuchs und das Abbremsen des Schlitten erfolgt über eine externe Bremse. Die Abb. 3 zeigt beispielhaft den Schwunghammer eines kleineren Schockprüfstandes.



Abbildung 3: Schockprüfstand mit Schwunghammer der HAW Hamburg

- Pyrotechnik mit Bremse:

Für die Beschleunigung des Schlitten wird ein Sprengsatz verwendet. Durch eine Vorrichtung wird die Druckwelle der Explosion so gerichtet, dass sie gezielt den Schlitten trifft. Unterschiedlich starke Sprengsätze bestimmen im Vorfeld wie stark die maximale Beschleunigung sein kann, während des Versuchs kann dann noch durch eine externe Bremse nachgeregelt werden. Die Bremse stoppt am Ende des Versuchs dann auch wieder den Schlitten.

- Schwungrad + Kupplung mit Bremse:

Ein massereiches Schwungrad wird über einen Elektromotor auf hohe Drehzahlen beschleunigt. Über eine Art Kupplung erfolgt eine schlagartige Ver-

bindung und damit Kraftübertragung zwischen Schwungrad und Schlitten. Die Regelung des Versuchs und das Abbremsen des Schlitten erfolgt über eine externe Bremse.

4.2 Konzepte für negativen Schock

Für einen negativen Schock stehen insgesamt acht Konzepte zur Auswahl. Diese werden im Folgenden kurz beschrieben.

- Wirbelstrombremse:

Der metallische Schlitten bewegt sich durch Magnetfelder und erzeugt dabei Wirbelströme, die in Form der Lorentzkraft auf den Schlitten wirken. In Abb. 4 ist das Grundprinzip dazu dargestellt. Die Wirbelstrombremse kann entweder mit Dauermagneten oder mit Elektromagneten betrieben werden. Bei Verwendung von Elektromagneten kann das Abbremsen über die Stromstärke geregelt werden. Da es keine direkte Berührung der Oberflächen gibt, arbeitet die Bremse annähernd verschleißfrei.

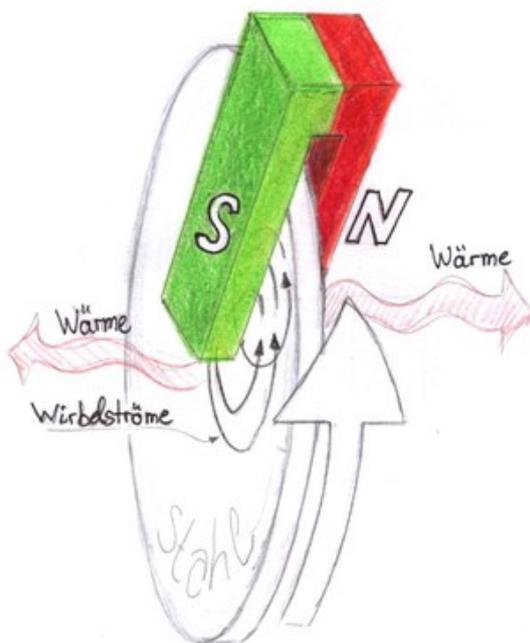


Abbildung 4: Schematische Darstellung Funktionsweise einer Wirbelstrombremse [Tob]

- Generator vgl. KERS:

Der Schlitten ist mit einem Generator gekoppelt. Der Generator soll den Schlitten abbremsen, ähnlich dem Rekuperieren bei Elektroautos oder dem KERS-System der Formel 1. Die kinetische Energie des Schlittens wird über

den Generator in elektrische Energie umgewandelt. Diese kann nun in Super-Caps und Batterien gespeichert werden. Die rekuperierte Energie kann bei einem weiteren Versuch für die Beschleunigung verwendet werden um die Anlage möglichst energieeffizient zu betreiben.

- **Hydraulikkolben:**

Der gewünschte Schock wird über einen Hydraulikkolben erzeugt. Der Schlitten prallt auf den ausgefahrenen Kolben und drückt diesen in den Zylinder. Aus dem Zylinder strömt Fluid in einen Ausgleichsbehälter und sorgt somit für ein gezieltes Abbremsen. Durch Steuerung der Ventile zwischen Zylinder und Ausgleichsbehälter kann der Vorgang geregelt werden. Die Abb. 5 zeigt dazu einen vereinfachten Aufbau einer Hydraulikanlage.

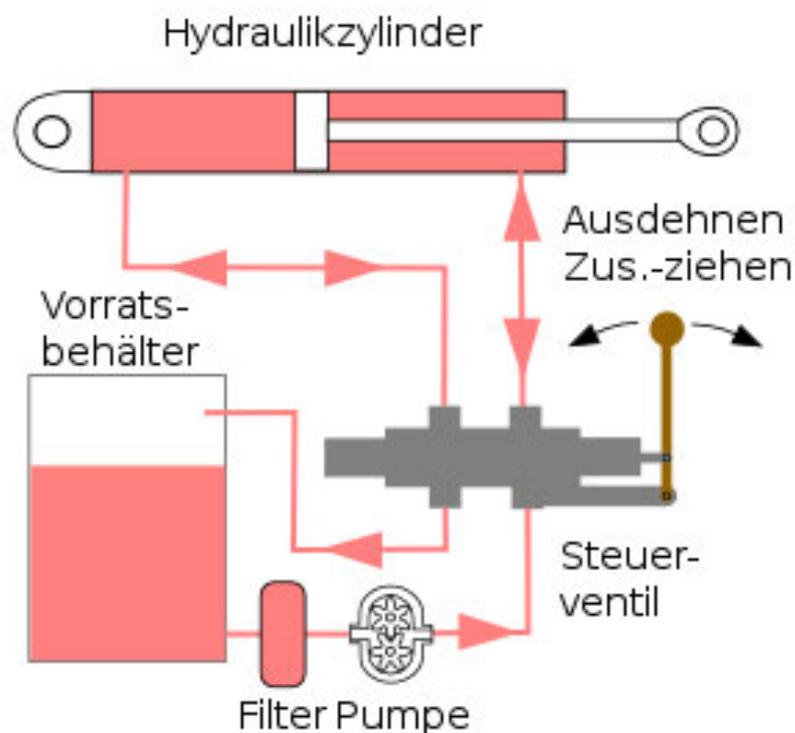


Abbildung 5: Schematische Darstellung einer einfachen Hydraulikanlage [Wik05]

- **Pneumatikkolben:**

Ähnlich der Hydraulik-Variante prallt der Schlitten auf den ausgefahrenen Kolben und drückt diesen in den Zylinder. Die Verzögerung wird bei diesem Konzept durch Kompression des Gases im Zylinder erzeugt. Durch ein vorheriges Beaufschlagen des Zylinders mit einem gewissen Druck kann die Verzögerung beeinflusst werden. Da die Anlage keine Ventile besitzt ist eine Regelung während des Versuchs nicht möglich.

- Federn:

Ähnlich der Pneumatik- bzw. Hydrauliklösungen prallt der Schlitten auf ein nachgebendes Hindernis, hier die Federn. Die Federhärte bestimmt dabei die auftretenden Kräfte. Während des Versuchs ist keine Regelung möglich.

- Gummibänder:

An dem Schlitten sind Gummibänder mit definierter Länge und Härte montiert. Nach einem bestimmten Verfahrensweg beginnen die Gummibänder sich zu spannen und bremsen so den Schlitten ab. Durch Länge und Härte können die auftretenden Kräfte beeinflusst werden. Während des Versuchs ist keine Regelung möglich.

- elektrische Reibbremse:

Bremsklötze drücken auf den Schlitten und verzögern ihn über die auftretende Reibung. Die Funktion entspricht quasi einer Standardbremse aus PKWs und anderen Fahrzeugen. In diesem Konzept werden die Bremsklötze über einen elektrischen Antrieb, z.B. in Form eines Spindelantriebs, gegen den Schlitten gedrückt. Der notwendige Elektromotor kann exakt gesteuert werden und ermöglicht damit die Regelung des Versuchs.

- Riemenantrieb:

Die Anlage besitzt einen geschlossenen Riemen mit einem Antriebsrad und einer Umlenkrolle, vgl. Abb. 6. Der Schlitten ist dabei fest mit dem Riemen verbunden. Durch die feste Verbindung erfolgt bei diesem Konzept das Beschleunigen und Abbremsen durch den selben Motor. Zunächst wird der Schlitten auf einer langen Strecke beschleunigt. Im Anschluss schaltet der Motor auf generatorischen Betrieb und bremst den Schlitten mit den Testwerten ab. Beim Abbremsen erfolgt eine Umwandlung von kinetischer Energie in elektrische Energie. Diese wird in Super-Caps und Batterien gespeichert. Beim nächsten Versuch kann der Motor aus den Batterien gespeist werden für einen möglichst wirtschaftlichen Betrieb.

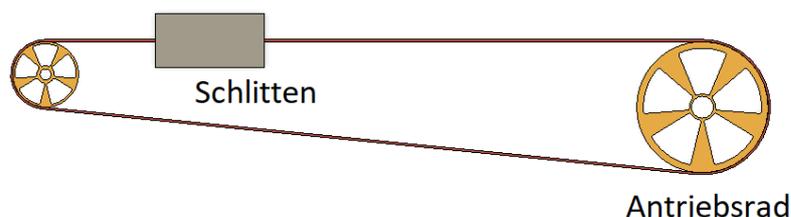


Abbildung 6: Schematische Darstellung des Riemenantriebs

5 Nutzwertanalyse

In diesem Kapitel erfolgt die Bewertung aller Konzepte mit Hilfe der Nutzwertanalyse [KH17]. Hierfür werden zunächst verschiedene Kriterien definiert. Für jedes Kriterium werden dann jeweils Punkte von 0 (sehr schlecht) bis 10 (sehr gut) vergeben. Zusätzlich erfolgt eine Gewichtung der Kriterien aus drei unterschiedlichen Sichtweisen:

1. Sicht des Herstellers und Entwicklers der Crash-Anlage
2. Sicht des Käufers der Anlage, z.B. ein Prüflabor
3. Sicht Kunde des Prüflabors

In den einzelnen Gruppen sind unterschiedliche Kriterien besonders wichtig. Für den Hersteller sind neben der technischen Machbarkeit vor allem die Entwicklungskosten besonders wichtig. Beim Käufer der Anlage und seinem Kunden verschieben sich die wichtigen Punkte in Richtung der Kosten und der Qualität der Ergebnisse. Dabei betreffen den Käufer vor allem wirtschaftliche Gesichtspunkte wie die Investitionskosten, seinen Kunden vor allem die Kosten für den Betrieb. Insgesamt werden die Konzepte nach neun Kriterien aus fünf Kategorien bewertet.

5.1 Beschreibung der Kriterien für die Nutzwertanalyse

In diesem Unterkapitel sind die einzelnen Kriterien beschrieben. Die Tabelle 5 fasst alle Kriterien und deren Gewichtung zusammen. Auf Basis dieser Werte folgt im nächsten Unterkapitel die Bewertung der Konzepte.

- Qualität der Ergebnisse
 - Regelbarkeit

Als ausschlaggebender Punkt für die Qualität der Ergebnisse wird die Möglichkeit der Regelung bewertet. Je besser der Versuch geregelt werden kann, desto genauer kann die vorgegebene Kurve erzeugt werden.

- Anlagenparameter
 - Gesamtgröße der Anlage

Hier wird die benötigte Aufstellfläche bewertet, die der Kunde für die Anlage einplanen muss. Dabei werden vor allem Nebenaggregate wie Kompressoren, Druckgefäße und große Batterie- oder Kondensatorspeicher berücksichtigt.

- Skalierbarkeit

Die Anlage wird auf eine maximale Prüfmasse von 750 kg ausgelegt. Insbesondere Batterien von möglichen Elektro-LKWs werden deutlich schwerer sein. Daher wird in diesem Kriterium die Möglichkeit der Vergrößerung der Anlage bewertet. Das bedeutet, ist es möglich z.B. durch Erhöhung der Drücke oder höhere Ströme auch schwerere Batterien zu testen oder gibt es grundlegende Punkte des Konzepts, die die technische Grenze bilden.

- technische Performance

Das Kriterium "technische Performance" dient als eine Art Zusammenfassung verschiedener Punkte. Wie gut erreicht z.B. die Anlage die Anforderungskurven, welche Beschleunigung und Geschwindigkeit ist tatsächlich möglich. Des Weiteren fließt z.B. in die Bewertung mit ein, welche Anschlüsse (Druckluft, Strom), Software etc., benötigt werden.

- Entwicklung

- Machbarkeit (Risiko)

Je nach Konzept gibt es ein gewisses Risiko, dass sich innerhalb des Entwicklungsprozesses Probleme zeigen, welche entweder die Kosten stark ansteigen lassen, oder sogar zum Abbruch der Entwicklung führen könnten.

- Entwicklungskosten

Bewertet wird, wie teuer die Entwicklung einer Crash-Anlage mit dem jeweiligen Konzept vermutlich sein wird. Ausschlaggebend ist dafür hauptsächlich die verwendete Technologie. Je einfacher und gut erforscht das Grundprinzip ist, desto günstiger wird die Entwicklung des Konzepts.

- Einmalkosten

- Investitionskosten

Bewertet werden die Einmalkosten der Anlage für einen möglichen Käufer. Diese Kosten hängen vor allem an den Entwicklungskosten, aber auch an notwendigen Bauteilen. Beispielsweise führen sehr spezielle Elektronikbauteile, wie Super-Caps, zu entsprechend hohen Kosten.

- Betrieb/Betriebskosten

- Wartezeit zw. Versuchen

Bei der Wartezeit wird bewertet, wie viele Versuche beispielsweise pro Tag möglich sind. Manche Anlagen benötigen volle Energiespeicher, z.B.

in Form von Kondensatoren oder Druckspeichern. Das Laden der Speicher dauert eine gewisse Zeit und führt somit zu einer maximalen Versuchsanzahl pro Tag. Zum Teil beinhalten die Konzepte Bauteile die sehr stark erhitzt werden und zunächst abkühlen müssen vor einem erneuten Versuch. Je mehr Versuche in einem bestimmten Zeitraum durchgeführt werden können, desto wirtschaftlicher kann die Anlage betrieben werden und desto günstiger werden einzelne Versuche für die Auftraggeber.

– **Wartung/Verschleiß**

Die regelmäßige Wartung und der Tausch von Verschleißteilen führt zum Stillstand der Maschine und damit zu Kosten. Je seltener die Anlage gewartet werden muss und je weniger Verschleiß es gibt, desto wirtschaftlicher kann die Anlage betrieben werden und desto günstiger werden einzelne Versuche für die Auftraggeber.

In Tabelle 5 sind die Gewichtungen der einzelnen Kriterien dargestellt. Je höher der Faktor, desto wichtiger ist das Kriterium in der jeweiligen Sichtweise.

Kriterium	Hersteller	Käufer Crash-Anlage	Kunde Prüflabor
Regelbarkeit	3,5	4,5	5
Gesamtgröße der Anlage	1	1,5	1
Skalierbarkeit	2,5	2	2,5
technische Performance	2,5	3	1,5
Machbarkeit (Risiko)	3,5	1,5	1
Entwicklungskosten	3	1,5	1
Investitionskosten	1	3,5	2
Wartezeit zw. Versuchen	1,5	3	2,5
Wartung/ Verschleiß	1,5	2,5	2

Tabelle 5: Zusammenfassung Kriterien und deren Gewichtung

5.2 Bewertung der gesammelten Konzepte

In diesem Unterkapitel erfolgt die Bewertung der Konzepte. Die jeweilige Punktzahl pro Kriterium wird mit der dazugehörigen Gewichtung multipliziert. Danach werden die Punktzahlen der drei Sichten noch addiert und mit der Gesamtpunktzahl wird eine Rangliste erstellt, vgl. Tabelle 6. Die Gesamtübersicht der Bewertung ist als Ausschnitt in Abb. 7 dargestellt. Die vollständige Tabelle ist im Anhang eingefügt.

Bewertung der einzelnen Kriterien mit 0 (sehr schlecht) bis 10 (sehr gut) Punkten.													
Sicht: Hersteller													
Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Positive Beschleunigung				Negative Beschleunigung					
				Linear-antrieb	Hydraulik-kolben mit Bremse	Pneumatik-kolben mit Bremse	Gummibänder mit Bremse	Wirbelstrom-bremse	Hydraulik-kolben	Gummibänder	elektrische Reibbremse	Riemen-antrieb	
Technik	Qualität der Ergebnisse	3,5	Regelbarkeit	3,5	10	8	7	7	9	7	0	7	8
	Anlagenparameter	6	Gesamtgröße der Anlage	1	8	7	7	5	8	7	5	9	7
			Skalierbarkeit	2,5	6	7	7	4	7	7	4	6	6
			techn. Performance	2,5	8	7	7	6	8	7	6	6	7
	Entwicklung	6,5	Machbarkeit (Risiko)	3,5	4	6	9	6	5	7	8	7	5
Entwicklungskosten			3	4	8	8	8	6	8	8	7	8	
Wirtschaft	Einmalkosten	4	Investitionskosten	1	6	6	7	8	7	6	8	8	8
			Wartezeit zw. den Versuchen	1,5	8	7	6	9	6	6	9	5	8
	Betrieb/ Betriebskosten	4	Wartung / Verschleiß	1,5	8	8	8	4	7	8	4	4	7
Gesamtsumme					134	143,5	150	127	139	142	109,5	130,5	139,5
Sicht: Käufer Crash-Anlage													
Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Positive Beschleunigung				Negative Beschleunigung					
				Linear-antrieb	Hydraulik-kolben mit Bremse	Pneumatik-kolben mit Bremse	Gummibänder mit Bremse	Wirbelstrom-bremse	Hydraulik-kolben	Gummibänder	elektrische Reibbremse	Riemen-antrieb	
Technik	Qualität der Ergebnisse	4,5	Regelbarkeit	4,5	10	8	7	7	9	7	0	7	8
	Anlagenparameter	6,5	Gesamtgröße der Anlage	1,5	8	7	7	5	8	7	5	9	7
			Skalierbarkeit	2	6	7	7	4	7	7	4	6	6
			techn. Performance	3	8	7	7	6	8	7	6	6	7
	Entwicklung	3	Machbarkeit (Risiko)	1,5	4	6	9	6	5	7	8	7	5
Entwicklungskosten			1,5	4	8	8	8	6	8	8	7	8	
Wirtschaft	Einmalkosten	9	Investitionskosten	3,5	6	6	7	8	7	6	8	8	8
			Wartezeit zw. den Versuchen	3	8	7	6	9	6	6	9	5	8
	Betrieb/ Betriebskosten	9	Wartung / Verschleiß	2,5	8	8	8	4	7	8	4	4	7
Gesamtsumme					170	164,5	165	151	167	158,5	122,5	149	168,5
Sicht: Kunde Prüflabor													
Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Positive Beschleunigung				Negative Beschleunigung					
				Linear-antrieb	Hydraulik-kolben mit Bremse	Pneumatik-kolben mit Bremse	Gummibänder mit Bremse	Wirbelstrom-bremse	Hydraulik-kolben	Gummibänder	elektrische Reibbremse	Riemen-antrieb	
Technik	Qualität der Ergebnisse	5	Regelbarkeit	5	10	8	7	7	9	7	0	7	8
	Anlagenparameter	5	Gesamtgröße der Anlage	1	8	7	7	5	8	7	5	9	7
			Skalierbarkeit	2,5	6	7	7	4	7	7	4	6	6
			techn. Performance	1,5	8	7	7	6	8	7	6	6	7
	Entwicklung	2	Machbarkeit (Risiko)	1	4	6	9	6	5	7	8	7	5
Entwicklungskosten			1	4	8	8	8	6	8	8	7	8	
Wirtschaft	Einmalkosten	6,5	Investitionskosten	2	6	6	7	8	7	6	8	8	8
			Wartezeit zw. den Versuchen	2,5	8	7	6	9	6	6	9	5	8
	Betrieb/ Betriebskosten	6,5	Wartung / Verschleiß	2	8	8	8	4	7	8	4	4	7
Gesamtsumme					141	134,5	132	119,5	136,5	128	86,5	118,5	135,5

Abbildung 7: Ausschnitt Bewertungstabelle Nutzwertanalyse

Rang	Konzept	Punktzahl
1	Kolben Pneumatik mit Bremse	447
2	Linearantrieb	445
3	Riemenantrieb	443,5
4	Wirbelstrombremse	442,5
5	Kolben Hydraulik mit Bremse	442,5
6	Kolben Hydraulik	428,5
7	Federn mit Bremse	426
8	Kolben Pneumatik	418
9	elektrische Reibbremse	398
10	Gummibänder mit Bremse	397,5
11	Generator vgl. KERS	378
12	Schwunghammer mit Bremse	376,5
13	Railgun	374,5
14	Federn	373,5
15	Druckluft mit Bremse	364
16	Gummibänder	318,5
17	Pyrotechnik mit Bremse	296
18	Schwungrad + Kupplung mit Bremse	274,5

Tabelle 6: Rangliste der bewerteten Konzepte

6 Detailanalyse ausgewählter Konzepte

Bei der Rangliste in Tabelle 6 liegen die ersten fünf Konzepte sehr dicht beieinander. Zu Platz sechs ist schon ein kleinerer Abstand vorhanden. Daher erfolgt die Trennung für die weitere Auswahl und Ausarbeitung bei Platz fünf. In Tabelle 7 sind die ersten fünf Konzepte nochmal aufgeführt.

Rang	Konzept	Punktzahl
1	Kolben Pneumatik mit Bremse	447
2	Linearantrieb	445
3	Riemenantrieb	443,5
4	Wirbelstrombremse	442,5
5	Kolben Hydraulik mit Bremse	442,5

Tabelle 7: Rangliste der TOP 5 Konzepte

Mit Hilfe eines Morphologischen Kastens[KH17] erfolgt die Auswahl von drei Konzepten zur weiteren Ausarbeitung, vgl. Tabelle in Abb. 8. In der Tabelle sind die Anteile, die die Schockbelastung erzeugen sollen jeweils gelb markiert. Aus den gegebenen Optionen kann man aus jeder Zeile eine Option auswählen und damit quasi eine Anlage zusammenbauen. In dem Morphologischen Kasten sind drei Parameter aufgeführt (pos. Beschleunigung, neg. Beschleunigung und Linearführung). Weitere Auswahlmöglichkeiten sind möglich um die Auswahl noch zu verfeinern, werden aber an dieser Stelle nicht benötigt. Als weitere Parameter wären beispielsweise Optionen bei Steuerungssoftware oder Messensoren möglich.

Drei mögliche Varianten sind in der Abbildung beispielhaft dargestellt. Variante A erzeugt den Schock über einen Pneumatikkolben mit Bremse, nach dem Schock soll der Schlitten kontrolliert mittels hydraulischen Reibbremsen abgebremst werden und der Schlitten verfährt auf Schienen ähnlich zu Bahnschienen. Bei Variante B erfolgt die positive und negative Beschleunigung über einen Riemenantrieb. Dabei wird der Prüfkörper langsam positiv beschleunigt und die Schockbelastung wird im negativen Abschnitt erzeugt. Als Linearführung sollen Profilführungen verwendet werden. Variante C beschleunigt den Schlitten mittels elektrischem Seilzug auf die benötigte Geschwindigkeit. Beim Abbremsen erfolgt die Schockbelastung durch eine Wirbelstrombremse. Als Linearführung dient eine Art Magnetschwebbahn.

In den folgenden Unterkapiteln erfolgt eine genauere Ausarbeitung dieser drei Varianten. Am Ende wird davon eine Variante ausgewählt zur finalen Ausarbeitung.

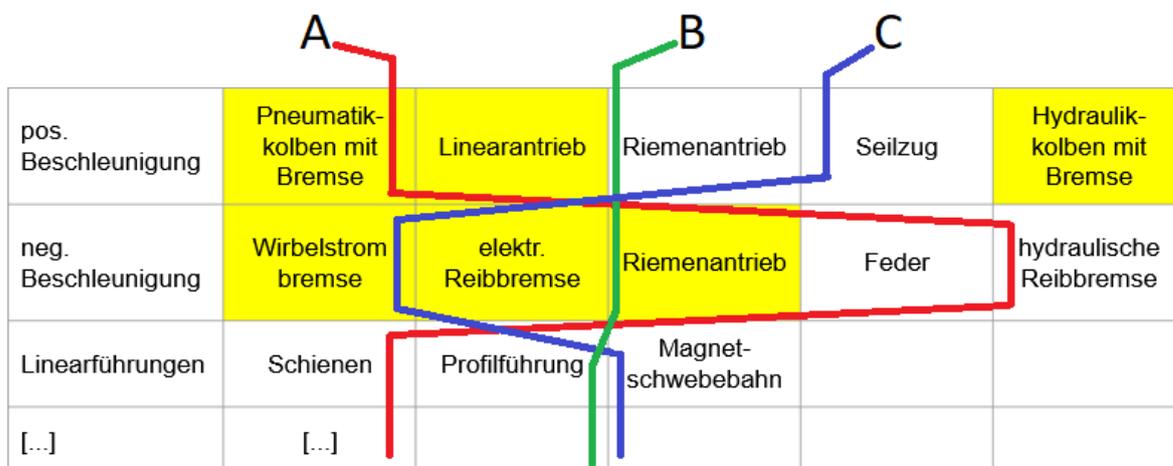


Abbildung 8: Morphologischer Kasten für die Konzeptauswahl

6.1 Ausarbeitung Schock-Anlage Variante A - Pneumatikkolben mit Reibbremse und Schienen

Bei diesem Konzept wird die Schockbelastung über einen Pneumatikkolben erzeugt. Danach wird der Schlitten langsam mit einer Reibbremse wieder zum Stillstand gebracht. In Abb. 9 ist schematisch der Aufbau der Anlage dargestellt. Im eingefahrenen Zustand verbleibt ein Restvolumen zwischen Kolben und Zylinderwand, dieses wird mit einem definierten Druck beaufschlagt. In dieser Zeit wird der Kolben von einer Bremse gehalten. Nach dem Lösen der Bremse wird der Kolben dann durch den Druck beschleunigt und damit auch der Schlitten. Am Ende des Beschleunigungsweges wird der Kolben abgebremst um einen Crash mit der Zylinderwand zu verhindern. Der Schlitten wird ebenfalls von einer externen Bremse verzögert. Für die Berechnung sind zunächst in Tabelle 8 die Fixwerte aufgeführt.

Gesamtmasse Schlitten	m_S	1.000 kg
Zielgeschwindigkeit	v	23,05 m/s
Beschleunigungsweg	s_p	1,45 m
Bremsweg	s_n	6 m
lineare positive Beschleunigung	a_p	28 G
Beschleunigungszeit	t_p	0,12 s

Tabelle 8: Fixwerte für die Berechnung des Pneumatikkolbens

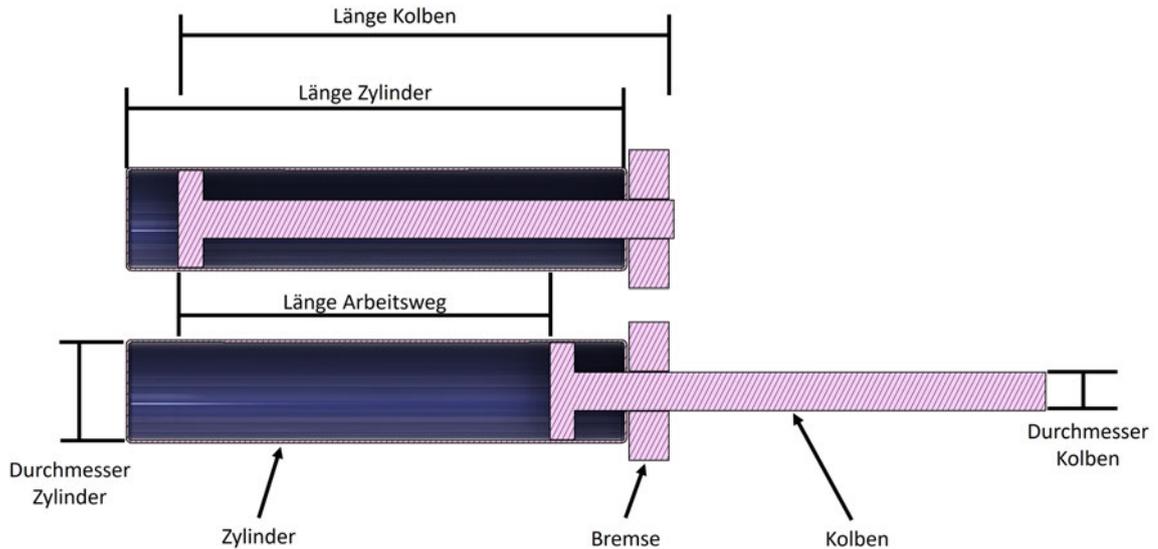


Abbildung 9: Schematische Darstellung Pneumatik-Konzept

Im ersten Schritt wird der Durchmesser des Zylinders D_Z berechnet. Der Arbeitsdruck p_a wird auf 10 bar festgelegt, da dies dem Standarddruck in vielen Druckluftsystemen entspricht.

Berechnung der benötigten Kolbenkraft F_K basierend auf den Anforderungen:

$$F_K = m_S \cdot a_p = 1.000 \text{ kg} \cdot 274,68 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 274.680 \text{ N} \quad (5)$$

Die Berechnung der Zylinderfläche A_Z und Zylinderdurchmesser D_Z aus Druck und Kraft erfolgt mit Hilfe folgender Formeln:

$$A_Z = \frac{F_K}{p_a} = \frac{274.680 \text{ N}}{1.000.000 \text{ Pa}} = 0,27 \text{ m}^2 \quad (6)$$

$$D_Z = \sqrt{\frac{4 \cdot A_Z}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,27 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,59 \text{ m} \quad (7)$$

Bei der Auslegung des Pneumatikzylinders muss beachtet werden, dass neben dem Schlitten auch der Kolben selber beschleunigt werden muss. Hierfür muss zuerst dessen Masse m_K berechnet werden. Zunächst müssen die Maße des Kolben festgelegt werden. Der Durchmesser des Kolben entspricht dem Zylinderdurchmesser D_Z , seine Dicke wird mit $x_K = 0,05 \text{ m}$ festgelegt. Die Kolbenstange soll den Durchmesser $D_K = 0,1 \text{ m}$ haben. Ihre Länge setzt sich zusammen aus dem Arbeitsweg s_A , der dem Beschleunigungsweg s_p entspricht, einer Sicherheitslänge $s_S = 0,3 \text{ m}$ und einem Überstand außerhalb des Zylinders $s_U = 0,2 \text{ m}$. Die Sicherheitslänge dient dabei als Bremsweg für den Kolben und als Schutz gegen einen Crash des Kolbens mit der Zylinderwand. Der Überstand außerhalb des Zylinders ist die Angriffsfläche der Bremse und der Bereich, wo der Kolben am Schlitten anliegt.

Berechnung Gesamtlänge Kolbenstange s_K :

$$s_K = s_A + s_S + s_U = 1,45 \text{ m} + 0,30 \text{ m} + 0,20 \text{ m} = 1,95 \text{ m} \quad (8)$$

Berechnung Gesamtvolumen Kolben und Kolbenstange V_K :

$$\begin{aligned} V_K &= \frac{\pi}{4} \cdot D_Z^2 \cdot x_K + \frac{\pi}{4} \cdot D_K^2 \cdot s_K \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,59 \text{ m})^2 \cdot 0,05 \text{ m} + \frac{\pi}{4} \cdot (0,1 \text{ m})^2 \cdot 1,95 \text{ m} = 0,029 \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (9)$$

Berechnung Gesamtmasse von Kolben und Kolbenstange bei Fertigung aus Stahl:

$$m_K = V_K \cdot \rho = 0,029 \text{ m}^3 \cdot 7.800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 226,20 \text{ kg} \quad (10)$$

Die Masse m_K muss zu der Gesamtmasse des Schlitten m_S addiert werden. Diese Gesamtmasse m_{ges} muss dann schlussendlich beschleunigt werden. Um die Kolbenmasse noch zu reduzieren, soll die Kolbenstange als Rohr ausgeführt werden. Da die Kolbenstange auf Druck belastet wird, ist sie knickgefährdet und die Ausführung als Rohr muss noch das notwendige Flächenträgheitsmoment aufweisen um nicht zu knicken. Für die Berechnung wird noch ein Sicherheitsfaktor $x_S = 5$ berücksichtigt. Als Eulerfall wird Fall 2 angewendet, dabei wird der Stab als beidseitig gelenkig gelagert angenommen.

Berechnung kritische Knicklast F_{krit} aus maximalen Kolbenkraft F_K und Sicherheitsfaktor x_S :

$$F_{krit} = F_K \cdot x_S = 274.680 \text{ N} \cdot 5 = 1.373.400 \text{ N} \quad (11)$$

Aus der kritischen Knicklast wird das notwendige Flächenträgheitsmoment I_{krit} bestimmt. Hieraus kann der mögliche Innendurchmesser d_K berechnet werden. Für die Berechnung des Innendurchmessers wird die Formel für das axiale Flächenträgheitsmoment eines Kreisringes, $I = \frac{\pi}{4} \cdot (R^4 - r^4)$, entsprechend umgestellt.

Berechnung des notwendigen Flächenträgheitsmoments I_{krit} :

$$I_{krit} = \frac{F_{krit} \cdot s_K^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{1.373.400 \text{ N} \cdot (1,95 \text{ m})^2}{\pi^2 \cdot 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 2.519.690,66 \text{ mm}^4 \quad (12)$$

Der Innendurchmesser d_K errechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned} d_K &= \sqrt[4]{16 \cdot \left(\left(\frac{D_K}{2} \right)^4 - \frac{4 \cdot I_{krit}}{\pi} \right)} \\ &= \sqrt[4]{16 \cdot \left(\left(\frac{0,1 \text{ m}}{2} \right)^4 - \frac{4 \cdot 2.519.690,66 \text{ mm}^4}{\pi} \right)} = 0,084 \text{ m} \end{aligned} \quad (13)$$

Aus Innen- und Außendurchmesser wird das neue Gewicht der Kolbenstange berechnet. Mit allen berechneten und zuvor festgelegten Werten kann ein Verlauf der Kolbenkraft über die Zeit erstellt werden. Aus diesem Kraft-Zeit-Verlauf kann ein Beschleunigungs-Zeit-Verlauf zur Berechnung der erzielten Endgeschwindigkeit und dem dabei zurückgelegten Weg erstellt werden. Auf die genaue Berechnung der Endgeschwindigkeit und des zurückgelegten Weges wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Wenn das Konzept weiterverfolgt wird, erfolgt die Erklärung hierzu in Kapitel 7.

Für die Auslegung der Reibbremse sind drei Parameter ausschlaggebend:

1. die Masse, die gebremst werden muss
2. Ausgangsgeschwindigkeit
3. geplanter Bremsweg

Die zu bremsende Masse entspricht der Gesamtmasse von Schlitten und Prüfkörper, der Kolben wird separat abgebremst. Die Ausgangsgeschwindigkeit entspricht ungefähr der Zielgeschwindigkeit aus dem Lastenheft. Der Bremsweg ist in Tabelle 8 auf $s_n = 6 \text{ m}$ festgelegt worden. Aus diesen Werten kann man die notwendige Bremskraft bestimmen und damit die Hydraulikzylinder dimensionieren, welche die Kraft bereitstellen.

6.2 Ausarbeitung Schock-Anlage Variante B - Riemenantrieb mit Profilführungen

Wie bereits in Kapitel 4.2 beschrieben, wird bei diesem Konzept sowohl die positive wie auch die negative Beschleunigung über einen Riemenantrieb realisiert. Dabei bildet der negative Abschnitt die Schockbelastung ab. Eine schematische Darstellung zeigt die Abb. 10. Auf Basis der Anforderungen aus dem Lastenheft wird die benötigte Leistung und das Drehmoment des antreibenden Motors bestimmt [WJVS17]. Die Tabelle 9 listet die Fixwerte für die folgende Berechnung auf. Diese sind dem Lastenheft entnommen. Der Beschleunigungsweg entspricht dabei dem Maximalwert der Nicht-Prüfstrecke.

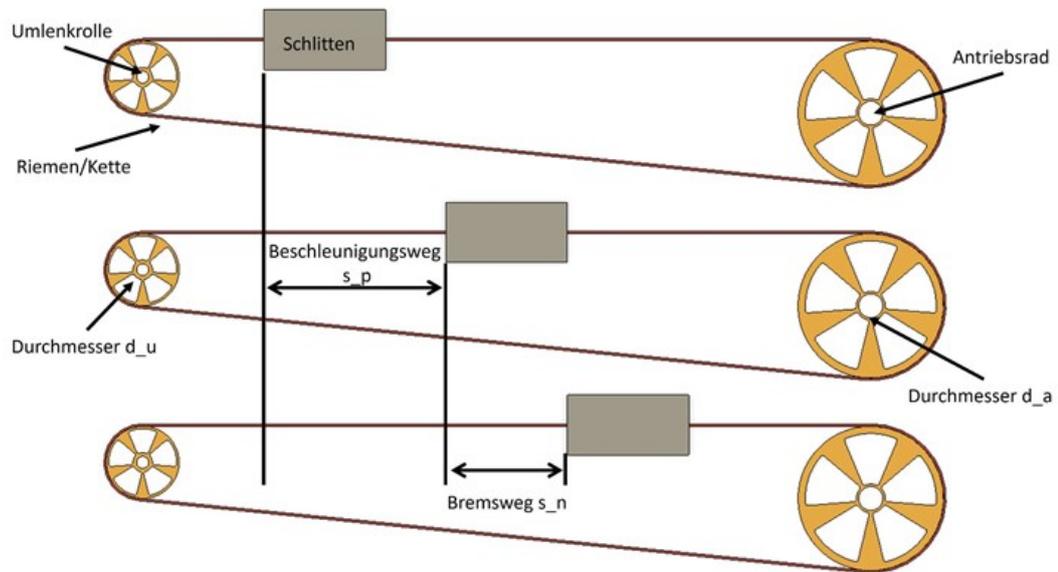


Abbildung 10: Schematische Darstellung Riemenantrieb

Gesamtmasse Schlitten	m_{ges}	1.000 kg
Zielgeschwindigkeit	v	23,05 m/s
Beschleunigungsweg	s_p	6 m
Bremsweg	s_n	1,45 m
lineare negative Beschleunigung	a_n	28 G
Bremszeit	t_n	0,12 s

Tabelle 9: Fixwerte für die Berechnung des Riemenantriebs

Für die Berechnung muss zunächst die Motordrehzahl festgelegt werden:

$$n_m = 500 \frac{1}{min} \quad (14)$$

Die Tangentialgeschwindigkeit des Antriebsrades muss gleich der Zielgeschwindigkeit sein. Aus dieser Bedingung lässt sich bei gegebener Drehzahl der notwendige Durchmesser d_a des Antriebsrades berechnen. Des Weiteren muss auch Durchmesser d_u und Drehzahl n_u der Umlenkrolle bestimmt werden. Dafür wird zunächst eine Übersetzung $f_u = 0,5$ festgelegt, die Umlenkrolle ist also halb so groß wie das Antriebsrad.

Die Grundformel der Tangentialgeschwindigkeit $v = \omega \cdot r$ wird folgendermaßen umgestellt:

$$d_a = 2 \cdot \frac{v}{\omega} = 2 \cdot \frac{v}{\pi \cdot \frac{n}{30}} = 2 \cdot \frac{23,05 \text{ m/s}}{\pi \cdot \frac{500 \frac{1}{min}}{30}} = 0,88 \text{ m} \quad (15)$$

$$d_u = d_a \cdot f_u = 0,88 \text{ m} \cdot 0,5 = 0,44 \text{ m} \quad (16)$$

$$n_u = \frac{n_a}{f_u} = \frac{500 \frac{1}{\text{min}}}{0,5} = 1.000 \frac{1}{\text{min}} \quad (17)$$

Als nächstes werden die Winkelgeschwindigkeit ω und Winkelbeschleunigung α der beiden Räder benötigt. Die Berechnung ist für beide Räder im Vorgehen gleich, daher ist nur das Antriebsrad dargestellt und für die Umlenkrolle werden nur die Ergebnisse angegeben. Selbiges gilt für die positiven und negativen Abschnitte. Da der negative Abschnitt den Schock abbildet, wird dieser in der Berechnung dargestellt. Außerdem muss noch die positive lineare Beschleunigung a_p und die zugehörige Zeit t_p bestimmt werden.

Beschleunigungszeit positiv:

$$t_p = \frac{(2 \cdot s_p)}{v} = \frac{(2 \cdot 6 \text{ m})}{23,05 \text{ m/s}} = 0,52 \text{ s} \quad (18)$$

Die positive Beschleunigung errechnet sich wie folgt:

$$a_p = \frac{v}{t_p} = \frac{23,05 \text{ m/s}}{0,52 \text{ s}} = 44,33 \text{ m/s}^2 \quad (19)$$

Die negative Winkelgeschwindigkeit am Antriebsrad lautet dabei:

$$\omega_{ap} = \pi \cdot \frac{n_a}{30} = \pi \cdot \frac{500 \frac{1}{\text{min}}}{30} = 52,36 \frac{1}{\text{s}} \quad (20)$$

Die negative Winkelbeschleunigung des Antriebsrads lautet:

$$\alpha_{ap} = \frac{\omega_{ap}}{t_n} = \frac{52,36 \frac{1}{\text{s}}}{0,12 \text{ s}} = 436,33 \frac{1}{\text{s}^2} \quad (21)$$

Durchmesser Antriebsrad	d_a	0,88 m
Durchmesser Umlenkrolle	d_u	0,44 m
Drehzahl Umlenkrolle	n_u	$1.000 \frac{1}{\text{min}}$
Zeit für positive Beschleunigung	t_p	0,52 s
positive Beschleunigung	a_p	$44,33 \text{ m/s}^2$
Winkelgeschwindigkeit Antriebsrad	ω_{ap}	$52,36 \frac{1}{\text{s}}$
Winkelgeschwindigkeit Umlenkrolle	ω_{up}	$104,72 \frac{1}{\text{s}}$
positive Winkelbeschleunigung Antriebsrad	α_{ap}	$436,33 \frac{1}{\text{s}^2}$
negative Winkelbeschleunigung Antriebsrad	α_{an}	$436,33 \frac{1}{\text{s}^2}$
positive Winkelbeschleunigung Umlenkrolle	α_{up}	$201,38 \frac{1}{\text{s}^2}$
negative Winkelbeschleunigung Umlenkrolle	α_{un}	$872,67 \frac{1}{\text{s}^2}$

Tabelle 10: Zwischenstand Berechnungsergebnisse

Die beiden Räder müssen jeweils mit beschleunigt werden, dafür wird die Massenträgheit benötigt. Bestimmt wird dafür zunächst die Masse der Räder. Als erste Näherung werden die Räder als Ringe berechnet, da sich der größte Teil der Massenträgheit aus den Steinerschen Anteilen ergibt. Für beide Räder wird eine Wandstärke von $x = 0,05 \text{ m}$ und eine Höhe von $h = 0,08 \text{ m}$ angenommen. Gefertigt sind beide Räder aus Stahl mit einer Dichte von $\rho = 7.800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Das Volumen des Antriebsrads V_a und der Umlenkrolle V_u beträgt:

$$\begin{aligned} V_a &= \frac{\pi \cdot h}{4} \cdot (d_a^2 - (d_a - 2 \cdot x)^2) \\ &= \frac{\pi \cdot 0,08 \text{ m}}{4} \cdot ((0,88 \text{ m})^2 - (0,88 \text{ m} - 2 \cdot 0,05 \text{ m})^2) = 0,01 \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} V_u &= \frac{\pi \cdot h}{4} \cdot (d_u^2 - (d_u - 2 \cdot x)^2) \\ &= \frac{\pi \cdot 0,08 \text{ m}}{4} \cdot ((0,44 \text{ m})^2 - (0,44 \text{ m} - 2 \cdot 0,05 \text{ m})^2) = 0,005 \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (23)$$

Aus Volumen und Dichte werden nun die Massen bestimmt:

$$m_a = \rho \cdot V_a = 7.800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,01 \text{ m}^3 = 78,00 \text{ kg} \quad (24)$$

$$m_u = \rho \cdot V_u = 7.800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,005 \text{ m}^3 = 39,00 \text{ kg} \quad (25)$$

Über die Masse und die Winkelbeschleunigung wird jeweils die Massenträgheit zu beiden Rädern berechnet:

$$\begin{aligned} J_a &= m_a \cdot \frac{(\frac{d_a}{2})^2 + (\frac{d_a}{2} - x)^2}{2} \\ &= 78,00 \text{ kg} \cdot \frac{(\frac{0,88 \text{ m}}{2})^2 + (\frac{0,88 \text{ m}}{2} - 0,05 \text{ m})^2}{2} = 12,06 \text{ kgm}^2 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} J_u &= m_u \cdot \frac{(\frac{d_u}{2})^2 + (\frac{d_u}{2} - x)^2}{2} \\ &= 39,00 \text{ kg} \cdot \frac{(\frac{0,44 \text{ m}}{2})^2 + (\frac{0,44 \text{ m}}{2} - 0,05 \text{ m})^2}{2} = 1,22 \text{ kgm}^2 \end{aligned} \quad (27)$$

Im letzten Schritt werden aus den zuvor berechneten Werten die auftretenden Kräfte und damit Leistung und Drehmoment berechnet. Bei den Kräften wird nur das Abbremsen dargestellt, der Rest wird in der Tabelle 11 angegeben.

Berechnung der Kraft für das Abbremsen des Schlittens:

$$F_n = m_{ges} \cdot a_n = 1.000 \text{ kg} \cdot 274,68 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 274.680,00 \text{ N} \quad (28)$$

Berechnung der Kraft am Antriebsrad bei negativer Beschleunigung:

$$F_{an} = \frac{J_a \cdot \alpha_{an}}{0,5 \cdot d_a} = \frac{12,06 \text{ kgm}^2 \cdot 436,33 \frac{1}{\text{s}^2}}{0,5 \cdot 0,88 \text{ m}} = 11.959,41 \text{ N} \quad (29)$$

Berechnung der Kraft an der Umlenkrolle bei negativer Beschleunigung:

$$F_{un} = \frac{J_u \cdot \alpha_{un}}{0,5 \cdot d_u} = \frac{1,22 \text{ kgm}^2 \cdot 872,67 \frac{1}{\text{s}^2}}{0,5 \cdot 0,44 \text{ m}} = 4.839,35 \text{ N} \quad (30)$$

	Kräfte Schlitten	Kräfte Antriebsrad	Kräfte Umlenkrolle
positiv	$F_p = 44.330,00 \text{ N}$	$F_{ap} = 2.759,82 \text{ N}$	$F_{up} = 1.16,74 \text{ N}$
negativ	$F_n = 274.680,00 \text{ N}$	$F_{an} = 11.959,41 \text{ N}$	$F_{un} = 4.839,35 \text{ N}$

Tabelle 11: Auftretende Kräfte bei positiver und negativer Beschleunigung

Berechnung der Gesamtkraft bei positiver Beschleunigung:

$$F_{Pges} = F_p + F_{ap} + F_{up} = 44.330,00 \text{ N} + 2.759,82 \text{ N} + 1.116,74 \text{ N} = 48.206,55 \text{ N} \quad (31)$$

Berechnung der Gesamtkraft bei negativer Beschleunigung:

$$\begin{aligned} F_{Nges} &= F_n + F_{an} + F_{un} \\ &= 274.680,00 \text{ N} + 11.959,41 \text{ N} + 4.839,35 \text{ N} = 291.478,76 \text{ N} \end{aligned} \quad (32)$$

Die Momente am Antriebsrad bei positiver und negativer Beschleunigung errechnen sich wie folgt:

$$M_p = F_{Pges} \cdot \frac{d_a}{2} = 48.206,55 \text{ N} \cdot \frac{0,88 \text{ m}}{2} = 21.210,88 \text{ Nm} \quad (33)$$

$$M_n = F_{Nges} \cdot \frac{d_a}{2} = 291.478,76 \text{ N} \cdot \frac{0,88 \text{ m}}{2} = 128.250,65 \text{ Nm} \quad (34)$$

Aus den Momenten wird die benötigte Leistung berechnet:

$$P_p = \frac{M_p \cdot \omega_{ap}}{1.000} = \frac{21.210,88 \text{ Nm} \cdot 52,36 \frac{1}{\text{s}}}{1.000} = 1.110,60 \text{ kW} \quad (35)$$

$$P_n = \frac{M_n \cdot \omega_{an}}{1.000} = \frac{M_n \cdot \omega_{ap}}{1.000} = \frac{128.250,65 \text{ Nm} \cdot 52,36 \frac{1}{\text{s}}}{1.000} = 6.715,20 \text{ kW} \quad (36)$$

Für die Umsetzung des Konzepts "Riemenantrieb" wird ein Elektromotor mit einem Drehmoment von 130 kNm und 6.800 kW Leistung benötigt. Durch ein Erhöhen der Motordrehzahl kann das benötigte Drehmoment noch deutlich reduziert werden, bei

1.440 1/min sind es beispielsweise noch ca. 43 kNm. Allerdings sinkt die benötigte Leistung nur unwesentlich von 6.800 kW auf ca. 6.450 kW. An dieser Stelle wird das Konzept nicht weiter verfolgt, da kein realer Motor zur Verfügung steht, der die geforderten Leistungen und Drehmomente für so hohe Beschleunigungen liefern kann. Die Leistungsdaten sind grundsätzlich mit Schwerlastmotoren bzw. High-Torque-Motoren kein Problem [Sie]. Für den Versuch muss der Motor allerdings nur sehr kurz anlaufen und dabei bereits die volle Leistung ruckartig aufbringen können.

6.3 Ausarbeitung Schock-Anlage Variante C - Seilzug mit Wirbelstrombremse und Magnetschwebbahn

In diesem Konzept wird der Schlitten mittels eines Seilzugs auf die benötigte Geschwindigkeit beschleunigt. Die Wirbelstrombremse verzögert anschließend den Schlitten mit der vorgegebenen Schockbelastung. Die Abb. 11 zeigt hierfür den schematischen Aufbau der Anlage. Nachdem der Seilzug den Schlitten auf die notwendige Geschwindigkeit gebracht hat, wird der Motor oder die Winde von dem Schlitten entkoppelt. Dadurch können Winde und Motor unabhängig abgebremst werden. In der folgenden Ausarbeitung wird zunächst der Seilzug berechnet. Dieser soll über einen Elektromotor mit Getriebe angetrieben werden. Nach Auswahl eines Motors folgt die Auslegung der Wirbelstrombremse.

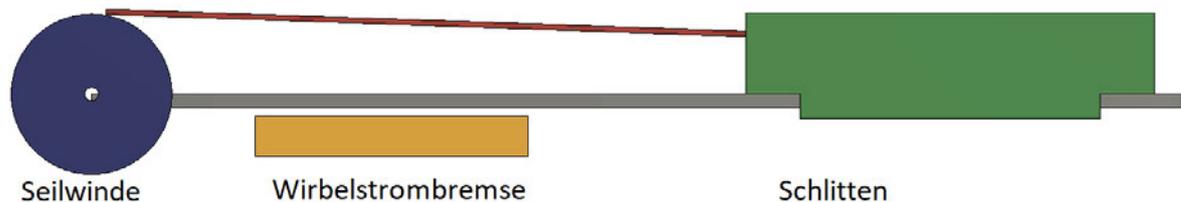


Abbildung 11: Schematische Darstellung Seilzug mit Wirbelstrombremse

Für die Berechnung werden neben den Vorgaben aus dem Lastenheft noch weitere Parameter festgelegt. Dazu gehört die Drehzahl des Motors, die Breite der Seilwinde b_w sowie die Übersetzung des Getriebes i . Alle benötigten Fixwerte sind in Tabelle 12 zusammengefasst.

Im ersten Schritt wird der Durchmesser der Seilwinde bestimmt. Hierfür müssen zunächst Winkelgeschwindigkeit und Drehzahl der Winde berechnet werden.

Berechnung lineare Beschleunigung a_p und zugehörige Zeit t_p bei gegebenem Weg:

$$t_p = \frac{2 \cdot s_p}{v} = \frac{2 \cdot 6 \text{ m}}{23,05 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,52 \text{ s} \quad (37)$$

Gesamtmasse Schlitten	m_{ges}	1.000 kg
Zielgeschwindigkeit	v	23,05 m/s
Beschleunigungsweg	s_p	6 m
Bremsweg	s_n	1,45 m
lineare negative Beschleunigung	a_n	28 G
Bremszeit	t_n	0,12 s
Motordrehzahl	n_m	600 1/min
Getriebeübersetzung	i	1,30
Breite Seilwinde	b_w	0,1 m

Tabelle 12: Fixwerte für die Berechnung der Seilwinde

$$a_p = \frac{v}{t_p} = \frac{23,05 \frac{m}{s}}{0,52 s} = 44,33 \frac{m}{s^2} \quad (38)$$

Winkelgeschwindigkeit ω_m und Winkelbeschleunigung α_m des Motors:

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30} = \frac{\pi \cdot 600 \frac{1}{min}}{30} = 62,83 \frac{1}{s} \quad (39)$$

$$\alpha_m = \frac{\omega_m}{t_p} = \frac{62,83 \frac{1}{s}}{0,52 s} = 120,83 \frac{1}{s^2} \quad (40)$$

Drehzahl der Winde n_w sowie Winkelgeschw. ω_w und Winkelbeschl. α_w :

$$n_w = \frac{n_m}{i} = \frac{600 \frac{1}{min}}{1,30} = 461,54 \frac{1}{min} \quad (41)$$

$$\omega_w = \frac{\omega_m}{i} = \frac{62,83 \frac{1}{s}}{1,30} = 48,33 \frac{1}{s} \quad (42)$$

$$\alpha_w = \frac{\alpha_m}{i} = \frac{120,83 \frac{1}{s^2}}{1,30} = 92,95 \frac{1}{s} \quad (43)$$

Aus der Winkelgeschwindigkeit der Seilwinde und der benötigten Tangentialgeschwindigkeit kann der notwendige Durchmesser der Winde berechnet werden:

$$d_w = 2 \cdot \frac{v}{\omega_w} = 2 \cdot \frac{23,05 \frac{m}{s}}{48,33 \frac{1}{s}} = 0,95 m \quad (44)$$

Die bisher berechneten Werte sind in Tabelle 13 zusammengefasst. Aus diesen Werten lassen sich im Folgenden die auftretenden Kräfte und damit die benötigte Leistung und das Drehmoment des Motors berechnen. Die auftretenden Kräfte setzen sich aus der Trägheit des Schlitten und der Trägheit der Seilwinde zusammen. Die Seilwinde wird in der folgenden Berechnung näherungsweise als Ring betrachtet, da sich der größte Anteil der Massenträgheit aus den Steinerschen Anteilen ergibt. Gefertigt wird die Seil-

winde aus Stahl.

Zeit für positive Beschleunigung	t_p	0,52 s
positive Beschleunigung	a_p	44,33 m/s^2
Winkelgeschwindigkeit Motor	ω_m	62,83 $\frac{1}{s}$
Winkelbeschleunigung Motor	α_m	120,83 $\frac{1}{s^2}$
Durchmesser Seilwinde	d_w	0,95 m
Drehzahl Seilwinde	n_w	461,54 $\frac{1}{min}$
Winkelgeschwindigkeit Seilwinde	ω_w	48,33 $\frac{1}{s}$
Winkelbeschleunigung Seilwinde	α_w	92,95 $\frac{1}{s^2}$

Tabelle 13: Zwischenstand Berechnungsergebnisse

Das Volumens V_w der Seilwinde bei einer Wandstärke des Rings von $x_w = 0,05 m$ errechnet sich folgendermaßen:

$$\begin{aligned} V_w &= \frac{\pi \cdot b_w}{4} \cdot (d_w^2 - (d_w - 2 \cdot x_w)^2) \\ &= \frac{\pi \cdot 0,1 m}{4} \cdot ((0,95 m)^2 - (0,95 m - 2 \cdot 0,05 m)^2) = 0,014 m^3 \end{aligned} \quad (45)$$

Aus dem Volumen und der Dichte von Stahl, $\rho = 7.800 \frac{kg}{m^3}$ wird die Masse berechnet:

$$m_w = V_w \cdot \rho = 0,014 m^3 \cdot 7.800 \frac{kg}{m^3} = 109,20 kg \quad (46)$$

Die Berechnung der Massenträgheit J_w der Winde erfolgt mit folgender Formel:

$$\begin{aligned} J_w &= m_w \cdot \frac{(\frac{d_w}{2})^2 + (\frac{d_w}{2} - x_w)^2}{2} \\ &= 109,20 kg \cdot \frac{(\frac{0,95 m}{2})^2 + (\frac{0,95 m}{2} - 0,05 m)^2}{2} = 22,18 kgm^2 \end{aligned} \quad (47)$$

Die Kräfte aus der Trägheit des Schlitten F_p und der Trägheit der Seilwinde F_{wp} werden im Folgenden berechnet:

$$F_p = m_{ges} \cdot a_p = 1.000 kg \cdot 44,33 \frac{m}{s^2} = 44.330 N \quad (48)$$

$$F_{wp} = \frac{J_w \cdot \alpha_w}{0,5 \cdot d_w} = \frac{22,18 kgm^2 \cdot 92,95 \frac{1}{s^2}}{0,5 \cdot 0,95 m} = 4.340,28 N \quad (49)$$

Aus den Kräften lässt sich das benötigte Drehmoment an der Seilwinde M_w berechnen, das für die Beschleunigung des Schlitten notwendig ist. Mit der Übersetzung i wird dann das Motordrehmoment M_m bestimmt.

$$M_w = (F_p + F_{wp}) \cdot d_w = (44.330 \text{ N} + 4.340,28 \text{ N}) \cdot 0,95 \text{ m} = 46.236,77 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_m = \frac{M_w}{i} = \frac{46.236,77 \text{ Nm}}{1,30} = 35.566,75 \text{ Nm} \quad (51)$$

Die benötigte Leistung an der Seilwinde P_w und am Motor P_m errechnet sich wie folgt:

$$P_w = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_w}{60} \cdot M_w}{1.000} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{461,54}{60} \frac{1}{min} \cdot 46.236,77 \text{ Nm}}{1.000} = 2.234,73 \text{ kW} \quad (52)$$

$$P_m = \frac{P_w}{i} = \frac{2.234,73 \text{ kW}}{1,30} = 1.719,02 \text{ kW} \quad (53)$$

Für die Umsetzung der positiven Beschleunigung mit Hilfe einer Seilwinde wird ein Elektromotor benötigt, der über 1.700 kW Leistung und über 35.000 Nm aus dem Stand bereitstellen kann. Dazu ein Getriebe, welches diese Kräfte auch entsprechend übertragen kann. Durch eine höhere Motordrehzahl und eine größere Übersetzung könnten die Leistungsanforderungen noch reduziert werden. Eine höhere Drehzahl führt dabei zu einem kleineren Windendurchmesser, bei höherer Übersetzung wird er größer. Daher muss das optimale Verhältnis aus beiden Werten gefunden werden. Bei der Motordrehzahl grenzen die verfügbaren Motoren die Auswahl stark ein. Insgesamt wird die Ausarbeitung des Konzepts an dieser Stelle beendet ohne die Wirbelstrombremse noch auszulegen. Für den Versuch muss der Motor die Leistungsanforderungen ruckartig aus dem Stillstand heraus liefern. Da kein realer Motor zur Verfügung steht, welcher diese Anforderung erfüllen kann, wird die Auslegung beendet.

7 Entwurf und Dimensionierung des finalen Konzepts

Im vorangegangenen Kapitel 6 sind drei Konzepte aus der Nutzwertanalyse weiter ausgearbeitet worden. Zwei dieser Konzepte haben sich dabei als nicht umsetzbar herausgestellt. Damit steht die Entscheidung, dass als finales Konzept die Crash-Anlage mit einem Pneumatikzylinder betrieben wird.

Die zwei elektrisch betriebenen Konzepte wären möglicherweise durch Entwicklung eines speziell abgestimmten Elektromotors umsetzbar. Allerdings ist dies nicht wirtschaftlich. Die Entwicklung eines solchen Motors wäre sehr teuer und zusätzlich besteht ein hohes Risiko kein verwendbares Ergebnis zu erzielen. Im Folgenden wird daher die detaillierte Ausarbeitung des ausgewählten Konzepts dargestellt.

7.1 Konstruktion Teil 1 - Der Schlitten

Im ersten Teil der konstruktiven Auslegung der Crash-Anlage wird auf den Schlitten eingegangen. Aus den CAD-Daten kann im Anschluss die genaue Masse des Schlittens bestimmt werden, welche in die anschließende Berechnung der Pneumatikanlage eingeht.

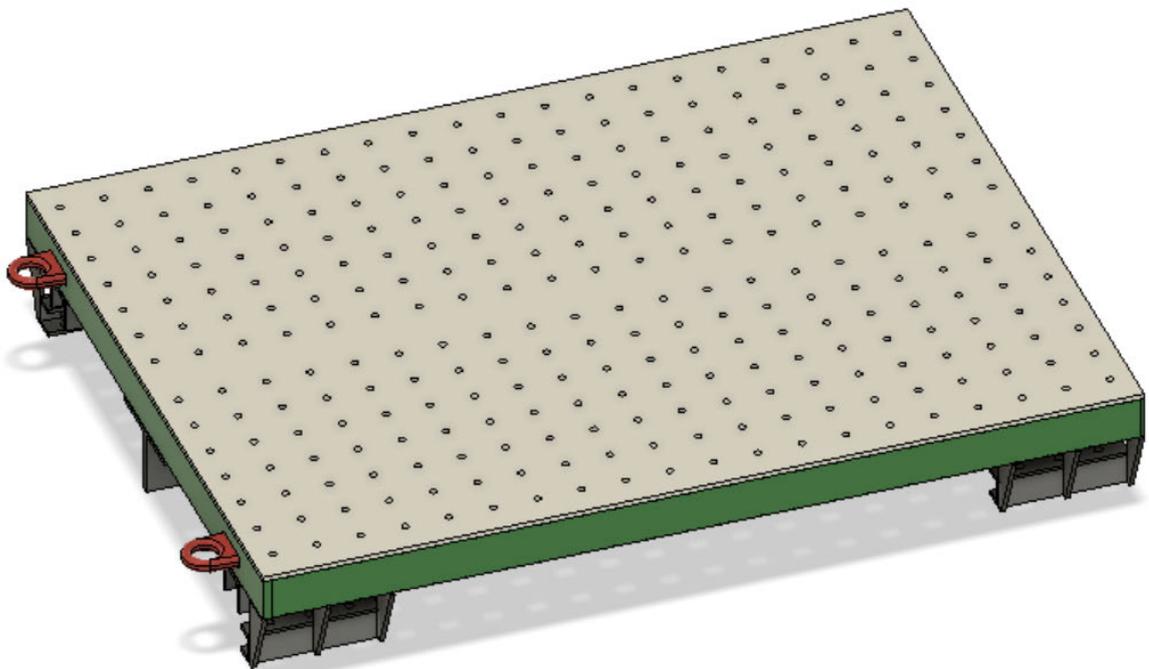


Abbildung 12: Gesamtansicht des Schlittens der Crash-Anlage

Die Länge des Schlittens ist bereits im Lastenheft auf zwei Meter festgelegt worden. Die Breite soll mit 1,5 m angenommen werden. Das fertige Modell dazu ist in Abb.

12 dargestellt. Der Schlitten besteht aus einem Rahmen aus Stahlrechteckrohren, siehe Abb. 13, mit je einem Flachstahl an den kurzen Seiten. Durch die Verwendung von Rechteckrohren kann eine steife Konstruktion erstellt werden bei relativ niedrigem Gewicht. Der Flachstahl schließt den Rahmen auf den kurzen Seiten ab. Die Seite, die an dem Pneumatikkolben anliegt ist in der Abbildung mit "A" markiert. Auf dieser Seite wird Flachstahl der Maße 100x20 mm verwendet, da dort die Kräfte des Pneumatikkolbens aufgenommen werden müssen. Für die gegenüberliegende Seite wird nur 100x8 mm verwendet. Die Rechteckrohre haben die Maße 40x100 mm. Der gesamte Rahmen soll verschweißt werden. Auf der Ober- und Unterseite des Rahmens wird je eine Stahlplatte angebracht. Dabei wird eine 5 mm Platte auf der Unterseite und eine 12 mm Platte auf der Oberseite verwendet. Auf der Oberseite wird in die Platte ein Lochraster mit Gewinde für M16 Maschinenschrauben eingebracht. Hiermit können verschiedenste Prüfkörper auf dem Schlitten befestigt werden. Auf Seite A sind zwei Ösen, rot in Abb. 12 dargestellt, angebracht. Während des Aufladens des Druckbehälters wird der Schlitten mit Hilfe zweier Haken an diesen Ösen gehalten. Der Vorteil dabei ist, dass die Reibbremse nicht über längere Zeit den Schlitten halten muss, was den Verschleiß verringert. Zusätzlich ist es eine Sicherheitseinrichtung. Die Reibbremse wird hydraulisch betrieben. Sollte während des Aufladens die Hydraulik ausfallen, könnten die Bremse öffnen und sich der Schlitten unkontrolliert in Bewegung setzen. Durch die Haken wird er in diesem Fall auf jeden Fall mechanisch gehalten.

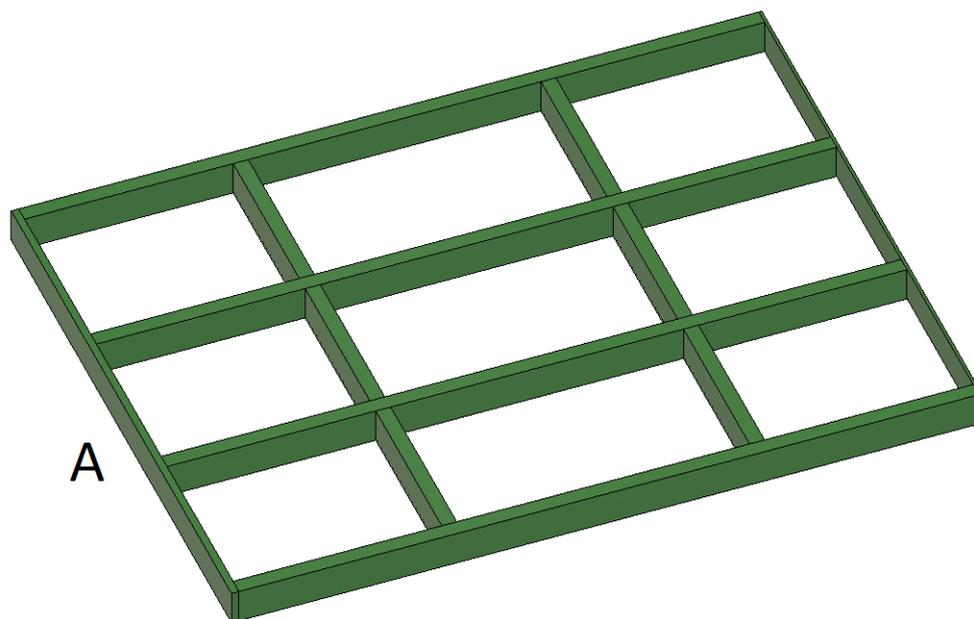


Abbildung 13: Grundrahmen des Schlittens

Der Schlitten soll auf Schienen laufen. Hierfür muss an das bisherige Schlittenmodell noch eine Führung angebracht werden. In Abb. 14 ist eine Einheit des Konzepts

dargestellt. Von diesen Einheiten befindet sich je eine an jeder Ecke des Schlittens. Eine Einheit besteht aus zwei Teilen. Das Oberteil liegt auf der Führungsschiene auf und das Seitenteil drückt außen gegen die Schiene. Würde nur das Oberteil verbaut werden, könnte der Schlitten seitlich von der Führungsschiene rutschen. Durch die zusätzlichen Seitenteile wird dies verhindert. Als tatsächliche Auflagefläche dienen in dem Konzept Kugellager der Art SKF 6405. Die Maße können Abb. 15 entnommen werden. Insgesamt werden je sechs Kugellager auf den Oberteilen und sechs an den Seitenteilen verbaut. Gehalten werden die Kugellager durch einen Käfig aus 10 mm Stahlplatten.

Mit Hilfe der CAD-Daten des Schlittens kann das tatsächliche Gewicht ermittelt werden. Im Lastenheft ist der Schlitten mit 250 kg angenommen worden. In der Konstruktion liegt das tatsächliche Gewicht bei ca. 650 kg. Damit steigt das zu beschleunigende Gewicht von 1.000 kg auf 1.400 kg.

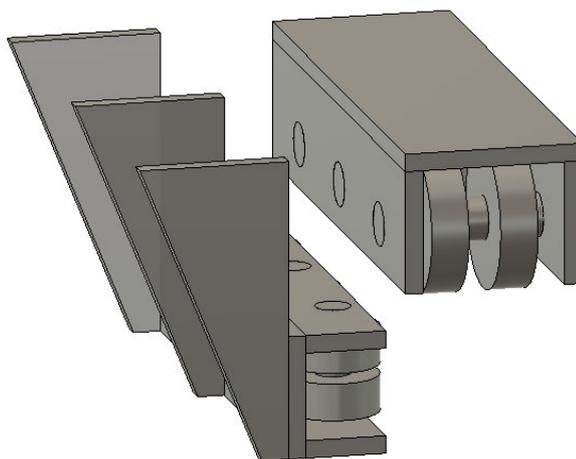


Abbildung 14: Konzept Linearführung

ABMESSUNGEN		
d	25 mm	Bohrungsdurchmesser
D	80 mm	Außendurchmesser
B	21 mm	Breite
d1	≈ 45.42 mm	Schulterdurchmesser Innenring
D1	≈ 62.9 mm	Schulterdurchmesser Außenring/Innendurchmesser Gehäusescheibe
r1,2	min. 1.5 mm	Kantenabstand Außenring

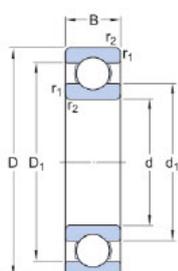


Abbildung 15: Technische Spezifikationen SKF 6405 Kugellager [SKF]

7.2 Ausarbeitung ungebremsster Pneumatikzylinder

In diesem Teil erfolgt die Auslegung des Pneumatikzylinders ohne zusätzliche Bremse für eine Regelung des Versuchs. In Kapitel 6.1 ist bereits eine grundlegende Berechnung erfolgt. Bei der Konstruktion des Schlittens hat sich allerdings die bewegte Masse deutlich erhöht. Daher erfolgt eine Neuberechnung mit der neuen Gesamtmasse.

Berechnung der benötigten Kolbenkraft F_K basierend auf den Anforderungen und der neuen Masse $m_{ges} = 1.400 \text{ kg}$:

$$F_K = m_{ges} \cdot a_p = 1.400 \text{ kg} \cdot 274,68 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 384.552 \text{ N} \quad (54)$$

Berechnung der Zylinderfläche A_Z und des Zylinderdurchmessers D_Z aus Druck und Kraft:

$$A_Z = \frac{F_K}{p_a} = \frac{384.552 \text{ N}}{1.000.000 : \text{Pa}} = 0,38 \text{ m}^2 \quad (55)$$

$$D_Z = \sqrt{\frac{4 \cdot A_Z}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,38 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,70 \text{ m} \quad (56)$$

Bei einem Druck von 10 bar würde mit der höheren Masse ein Zylinder mit 0,7 m Durchmesser benötigt. Um den Zylinder kleiner ausführen zu können soll daher der Druck erhöht werden. Optimal wäre ein Durchmesser von 25-30 cm, damit der Zylinder nicht zu groß und schwer wird. Die Berechnung wird daher umgedreht, aus benötigter Kraft und Zylinderdurchmesser wird der notwendige Druck berechnet.

Berechnung des Arbeitsdrucks p_a bei einem Zylinderdurchmesser $D_Z = 0,3 \text{ m}$:

$$p_a = \frac{F_K}{A_Z} = \frac{F_K}{\frac{\pi}{4} \cdot D_Z^2} = \frac{384.552 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,3 \text{ m})^2} = 5440298 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \approx 55 \text{ bar} \quad (57)$$

Um den Zylinderdurchmesser von 70 cm auf 30 cm zu verringern, muss der Druck von 10 bar auf 55 bar erhöht werden. Mit diesen Werten erfolgt die weitere Auslegung des Zylinders. Wie bereits in Kapitel 6.1 beschrieben, muss auch die Masse des Kolbens in der Berechnung berücksichtigt werden. Die Gesamtlänge der Kolbenstange s_K wird aus der Vorauslegung übernommen, genauso wie die Breite des Kolbens x_K und der Außendurchmesser der Kolbenstange D_K . Der Innendurchmesser muss neu berechnet werden, da sich die kritische Knickkraft, durch die Druckveränderung, ebenfalls verändert hat.

Berechnung der kritischen Knickkraft F_{krit} bei einer Sicherheit von $x_S = 5$:

$$F_{krit} = F_K \cdot x_S = 384.552 \text{ N} \cdot 5 = 1.922.760 \text{ N} \quad (58)$$

Berechnung des notwendigen Flächenträgheitsmoment I_{krit} :

$$I_{krit} = \frac{F_{krit} \cdot s_K^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{1.922.760 \text{ N} \cdot (1,95 \text{ m})^2}{\pi^2 \cdot 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 3.527.566,92 \text{ mm}^4 \quad (59)$$

Berechnung des maximal möglichen Innendurchmessers d_K :

$$\begin{aligned} d_K &= \sqrt[4]{16 \cdot \left(\left(\frac{D_K}{2} \right)^4 - \frac{4 \cdot I_{krit}}{\pi} \right)} \\ &= \sqrt[4]{16 \cdot \left(\left(\frac{0,1 \text{ m}}{2} \right)^4 - \frac{4 \cdot 3.527.566,92 \text{ mm}^4}{\pi} \right)} = 0,073 \text{ m} \end{aligned} \quad (60)$$

Der Innendurchmesser wird abgerundet auf 70 mm, sodass die Kolbenstange 100 mm Außendurchmesser und 70 mm Innendurchmesser hat.

Berechnung Gesamtvolumen Kolben und Kolbenstange V_K :

$$\begin{aligned} V_K &= \frac{\pi \cdot D_Z^2 \cdot x_K}{4} + \frac{\pi \cdot (D_K^2 - d_K^2) \cdot s_K}{4} \\ &= \frac{\pi \cdot (0,3 \text{ m})^2 \cdot 0,05 \text{ m}}{4} + \frac{\pi \cdot ((0,1 \text{ m})^2 - (0,07 \text{ m})^2) \cdot 1,95 \text{ m}}{4} = 0,011 \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (61)$$

Berechnung Gesamtmasse von Kolben und Kolbenstange bei Fertigung aus Stahl:

$$m_K = V_K \cdot \rho = 0,011 \text{ m}^3 \cdot 7.800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 85,80 \text{ kg} \quad (62)$$

Mit der berechneten Masse von Kolben und Kolbenstange ergibt sich die gesamte bewegte Masse als Summe der drei Komponenten: Schlitten m_S , Prüfkörper m_B und Kolben m_K .

$$m_{ges} = m_S + m_B + m_K = 650 \text{ kg} + 750 \text{ kg} + 85,80 \text{ kg} = 1.485,80 \text{ kg} \quad (63)$$

Damit beträgt die gesamte zu beschleunigende Masse $m_{ges} = 1.485,80 \text{ kg}$.

Zu Beginn steht ein bestimmtes Volumen als Druckkammer zur Verfügung, welches mit dem Arbeitsdruck beaufschlagt wird. Beim Auslösen des Versuchs hat der Pneumatikzylinder zu Beginn seine maximale Kraft. Mit zunehmendem Arbeitsweg wird die Druckkammer immer größer. Da keine Luft zugeführt wird sinkt der Druck ab. Damit nimmt die wirkende Kraft und die resultierende Beschleunigung ab. Die Abb. 16 zeigt beispielhaft den zeitlichen Verlauf der Beschleunigung des ungebremsten Zylinders gegenüber der angestrebten Maximalkurve aus den Anforderungen des Lastenhefts. In dem gezeigten Verlauf wird die Druckkammer zu Beginn mit einem Volumen von $V_D = 0,1 \text{ m}^3$ angenommen. Aus dem Verlauf lässt sich eine Geschwindigkeit von $v = 23,71 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ nach einem Arbeitsweg von $s_A = 1,45 \text{ m}$ ermitteln. Erreicht wird diese Geschwindigkeit nach $t = 0,1105 \text{ s}$. Durch Anpassung der Druckkammer kann der Ver-

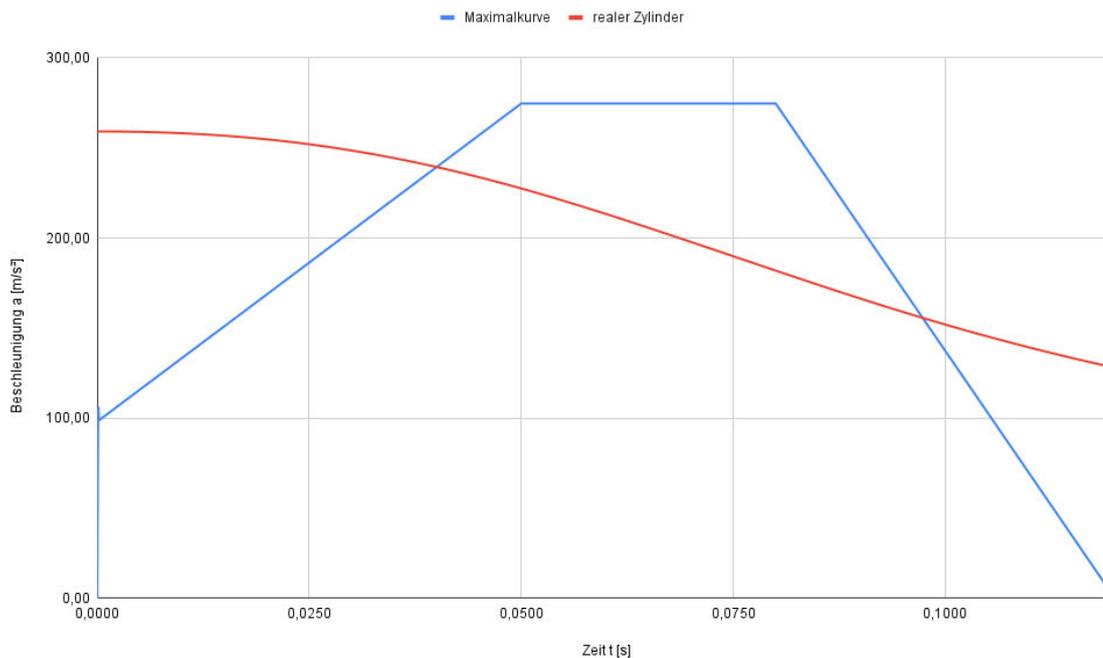


Abbildung 16: Beschleunigung-Zeit-Verlauf ungebremster Pneumatikzylinder

lauf der Beschleunigung beeinflusst werden. In Abb. 17 ist der Beschleunigungsverlauf bei verschiedenen Druckkammergrößen dargestellt. Dabei ist deutlich zu sehen, dass die Kurve um so flacher abfällt, je größer die Druckkammer ist. Im Bereich bis ca. 0,04 s und ab ca. 0,09 s liegt die Kurve deutlich über der Maximalkurve. Durch die höheren durchschnittlichen Beschleunigungswerte steigt die erreichte Endgeschwindigkeit. Bei einer Größe von 0,1 m³ ergibt sich eine Geschwindigkeit, welche relativ nahe an der Zielgeschwindigkeit ist, bei dem geplanten Fahrweg. Ein höheres Druckkammervolumen führt zwar zu einem flacheren Abfall, jedoch steigt damit auch die Endgeschwindigkeit deutlich an. Daher wird ein Volumen von 0,1 m³ für das weitere Vorgehen ausgewählt.

Berechnung Länge Druckkammer aus Volumen:

$$s_D = \frac{4 \cdot V_D}{\pi \cdot D_Z^2} = \frac{4 \cdot 0,1 \text{ m}^3}{\pi \cdot (0,3 \text{ m})^2} = 1,41 \text{ m} \quad (64)$$

Beim Ausfahren des Kolbens wird die Kammer, in der sich die Kolbenstange befindet, immer kleiner. Dadurch wird die Luft, die sich darin befindet komprimiert und es baut sich ein Gegendruck auf. Optimal wäre ein perfektes Vakuum in diesem Bereich, da sich dies technisch nicht umsetzen lässt, wird ein gewisser Restdruck im eingefahrenen Zustand angenommen. Über die Volumenänderung beim Ausfahren, kann der Gegendruck berechnet werden. Der Restdruck bei eingefahrenem Kolben wird mit $p_{R1} = 0,5 \text{ bar}$ angenommen.

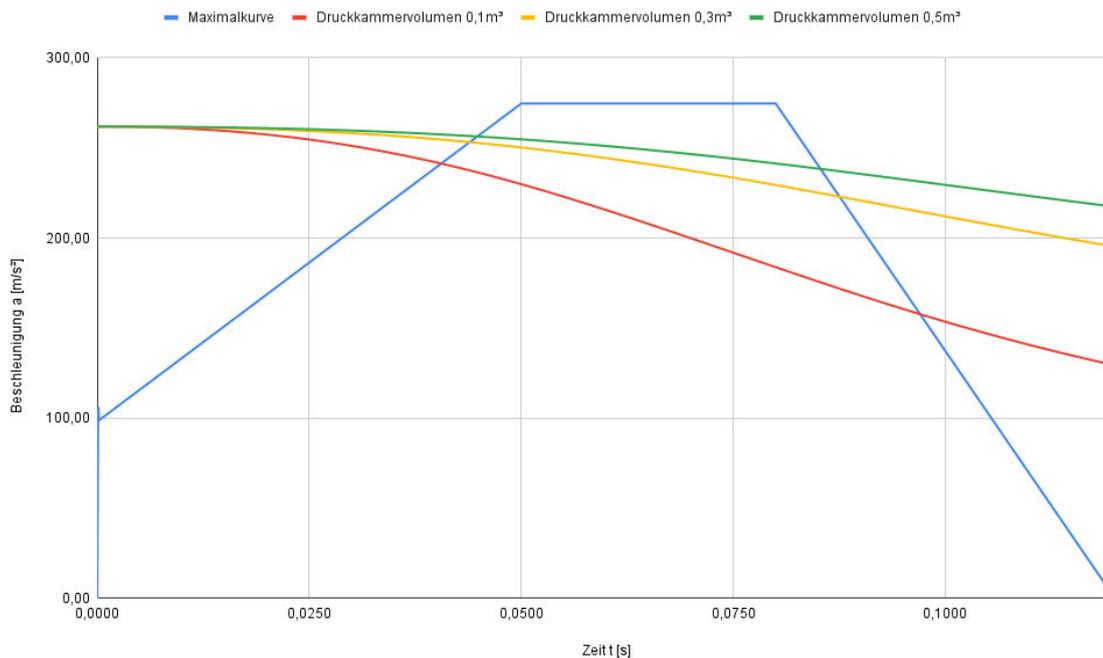


Abbildung 17: Vergleich unterschiedlicher Volumen der Druckkammer

Berechnung Volumen der Gegenkammer bei vollständig eingefahrenem Kolben:

$$V_{GK1} = \frac{\pi}{4} \cdot D_Z^2 \cdot (s_A + s_S) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,3 \text{ m})^2 \cdot (1,45 \text{ m} + 0,30 \text{ m}) = 0,124 \text{ m}^3 \quad (65)$$

Berechnung Volumen der Gegenkammer bei vollständig ausgefahrenem Kolben:

$$V_{GK2} = \frac{\pi}{4} \cdot D_Z^2 \cdot (s_S + x_K) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,3 \text{ m})^2 \cdot (0,30 \text{ m} + 0,05 \text{ m}) = 0,021 \text{ m}^3 \quad (66)$$

Gegendruck bei vollständig ausgefahrenem Kolben p_{R2} :

$$p_{R2} = \frac{p_{R1} \cdot V_{GK1}}{V_{GK2}} = \frac{0,5 \text{ bar} \cdot 0,116 \text{ m}^3}{0,021 \text{ m}^3} = 2,76 \text{ bar} \quad (67)$$

Bei Berücksichtigung des sich aufbauenden Gegendrucks sinkt die Endgeschwindigkeit auf $v = 23,43 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, die nach $t = 0,1112 \text{ s}$ erreicht wird. Der Einfluss des Gegendrucks ist messbar, aber auf Grund des hohen Arbeitsdruckes nicht sehr groß. Der maximale Verfahrensweg wird bei Berücksichtigung des Gegendrucks 7 ms später und 0,3 m/s langsamer erreicht.

7.3 Konstruktion Teil 2 - Pneumatikzylinder

Nachdem in Teil 1 der Konstruktion der Schlitten erstellt wurde, folgt in Teil 2 der Pneumatikzylinder. Für die Konstruktion des Zylinders sind die bisher berechneten

Daten in Tabelle 14 aufgeführt.

Durchmesser Zylinder	D_Z	$0,3\text{ m}$
Außendurchmesser Kolbenstange	D_K	$0,1\text{ m}$
Innendurchmesser Kolbenstange	d_K	$0,07\text{ m}$
Breite Kolbenstange	x_K	$0,05\text{ m}$
Arbeitsweg Zylinder	s_A	$1,45\text{ m}$
Sicherheitslänge Zylinder	s_S	$0,3\text{ m}$
Überstand Zylinder	s_U	$0,2\text{ m}$
Volumen Druckkammer	V_D	$0,1\text{ m}^3$
Länge Druckkammer	s_D	$1,41\text{ m}$

Tabelle 14: Festgelegte Parameter des Pneumatikzylinders

Die Abb. 18 zeigt die Konstruktion des Zylinders im Querschnitt. Der Zylinder wird mit einer Wandstärke von $s = 10\text{ mm}$ angenommen. Für die Montage liegt der Zylinder auf vier Stützen auf. Diese werden an der Außenwand des Zylinders verschweißt und dann mit dem Unterbau verschraubt. Zusätzlich befindet sich am Ende des Zylinders eine weitere Stütze, welche explizit die Kräfte in axialer Richtung aufnehmen soll, vgl. Abb. 19. Die Halterungen sind alle aus 20 mm Stahl gefertigt.

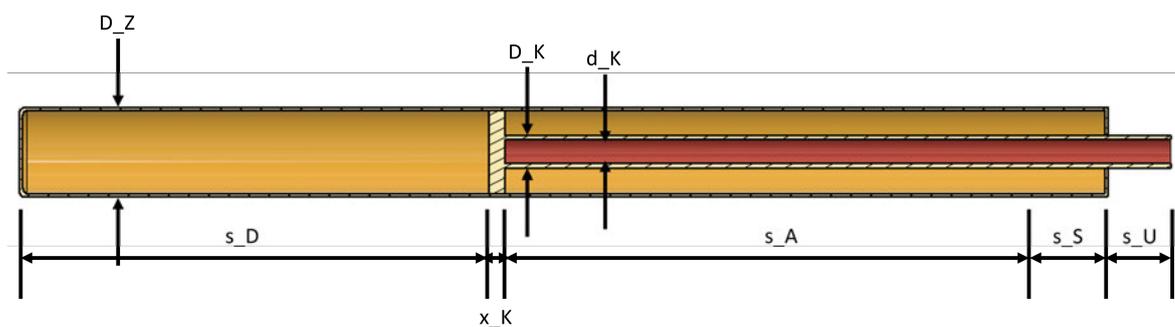


Abbildung 18: Querschnitt des Pneumatikzylinders

Da der Zylinder unter hohem Druck steht wird im Folgenden ein vereinfachter Festigkeitsnachweis für dünnwandige Behälter unter Innendruck durchgeführt. Verwendet wird hierfür die sogenannte "Kesselformel" [Vol11]. Diese ist gültig für Behälter mit einem Verhältnis von Außen- zu Innendurchmesser $D_a/D_i < 1,2$.

$$\frac{D_a}{D_i} < 1,2 \Rightarrow \frac{D_Z + 2 \cdot s}{D_Z} = 1,07 < 1,2 \quad (68)$$

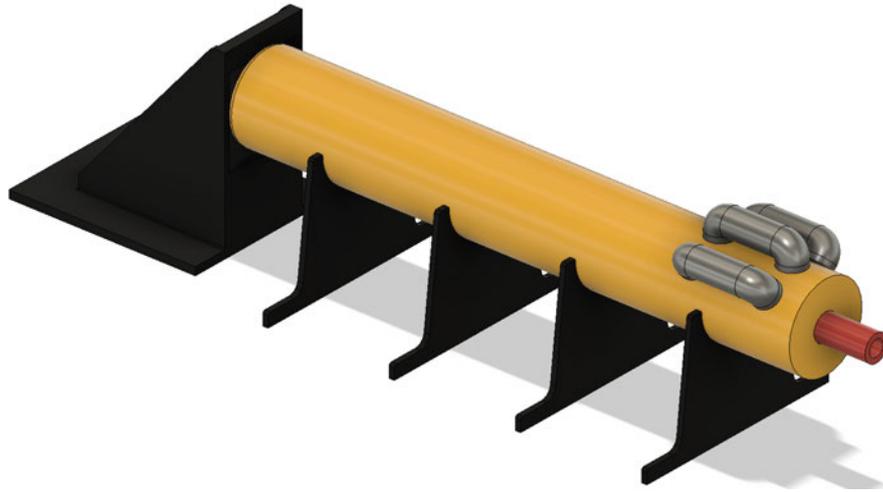


Abbildung 19: Pneumatikzylinder mit Halterung

Mit Hilfe der Schubspannungshypothese wird eine Vergleichsspannung berechnet:

$$\sigma_{vSH} = p_a \cdot \frac{\frac{(D_Z + 2 \cdot s) + D_Z}{2}}{2 \cdot s} = 54,40 \text{ bar} \cdot \frac{\frac{(0,3 \text{ m} + 2 \cdot 0,01 \text{ m}) + 0,3 \text{ m}}{2}}{2 \cdot 0,01 \text{ m}} = 84,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (69)$$

Als Vergleichswerkstoff wird ein Feinkornbaustahl mit mittlerer Streckgrenze verwendet, z.B. Werkstoffnummer 1.0562. Diese Werkstoffe zeichnen sich durch eine gute Schweißbarkeit und Sprödbruchsicherheit aus. Bei dem Werkstoff 1.0562, auch P355N[Sal], handelt es sich um einen Feinkornbaustahl mit einer Mindeststreckgrenze von $R_e = 355 \text{ MPa}$.

Berechnung Sicherheit gegen Innendruck S_{ID} :

$$S_{ID} = \frac{R_e}{\sigma_{vSH}} = \frac{355 \text{ MPa}}{84,32 \text{ MPa}} = 4,2 \quad (70)$$

Der Pneumatikzylinder hat bei dem gegebenen Arbeitsdruck eine Sicherheit gegen Versagen von $S_{ID} = 4,2$. Die Sicherheit für den Zylinder ist damit relativ hoch ausgewählt. Allerdings sind die Enden des Zylinders verschweißt, was zu einer Veränderung der Materialeigenschaften führen kann und dadurch zu einer Verringerung der Sicherheit.

Nach dem Beschleunigungsvorgang wird der Schlitten durch eine externe Reibbremse zum Stillstand gebracht. Diese Bremse kann aber den Kolben nicht bremsen, da sie auf relativ langen Bremsweg, ca. 4 m - 6 m, ausgelegt ist. Der Kolben hat aber nur noch einen verbleibenden Verfahrweg von ca. 30 cm. Daher erhält der Pneumatikzylinder eine eigene Bremsanlage, die aus zwei separaten Anlagen bestehen soll. Vor dem Zylinder ist eine Wirbelstrombremse angebracht. Diese bremst elektromagnetisch den Kolben ab. Der Vorteil daran ist, dass es keinen direkten Kontakt zwischen Bremse und Oberfläche der Kolbenstange gibt und damit kein Verschleiß an selbiger. Dies ist wichtig,

da sich am Austritt der Kolbenstange aus dem Zylinder eine Dichtung befindet. Bei Verschleiß an der Oberfläche der Kolbenstange bestünde die Gefahr von Undichtigkeit. Als zweites System befinden ein Bypass am Zylinder. Dargestellt ist der Bypass in Abb. 19 in Form von drei grauen Rohren am vorderen Ende des Zylinders. Dieser Bypass verbindet die beiden Seite des Kolbens miteinander. Wenn der Kolben eine bestimmte Position innerhalb des Zylinders passiert hat, wird der Bypass freigegeben. Dadurch strömt Luft auf die andere Seite. Durch das Überströmen der Luft fällt der Arbeitsdruck des Zylinders und unterstützt damit die Wirbelstrombremse beim Abbremsen. Die rechnerische Auslegung von Bypass und Wirbelstrombremse wird an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt, da es den Rahmen der Arbeit sprengen würde.

7.4 Ausarbeitung gebremster Pneumatikzylinder

Wie in Abb. 16 dargestellt entspricht der Verlauf der Beschleunigung in keinster Weise dem vorgeschriebenen Beschleunigungsverlauf aus der Prüfnorm. In der Norm soll die Beschleunigung linear ansteigen, bleibt dann über einen gewissen Zeitraum konstant und fällt schlussendlich wieder linear ab. Der Pneumatikzylinder liefert jedoch zu Beginn die maximale Beschleunigung, die dann über die Zeit immer weiter absinkt. Um den realen Verlauf dem geforderten Verlauf anzupassen soll nun eine Bremse eingebaut werden. Diese wirkt der Kolbenkraft entgegen und über die Veränderung der Bremse kann somit der Zylinder geregelt werden.

Zu Beginn entspricht die Bremskraft der maximalen Kolbenkraft. Danach wird die Bremse so geöffnet, dass die Bremskraft linear abnimmt. Nach spätestens $t = 0,05 \text{ s}$ ist die Bremse komplett geöffnet, da dort in der Anforderungskurve der Übergang zur konstanten Beschleunigung liegt. Bis $t = 0,08 \text{ s}$ bleibt die Bremse geöffnet und schließt danach wieder langsam bis bei $t = 0,12 \text{ s}$ der Beschleunigungsvorgang endet. In Abb. 20 ist ein Vergleich des ungebremsten und des gebremsten Zylinders dargestellt. Als Referenzkurven sind die Minimum- und Maximumkurve eingezeichnet. Für die Bremse wird angenommen, dass die Bremskraft beim Öffnen um $F_{Ba} = 1.100 \frac{\text{N}}{\text{ms}}$ abnimmt und beim Schließen mit $F_{Bz} = 800 \frac{\text{N}}{\text{ms}}$ zunimmt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die entstandene Kurve im grundlegenden Verlauf bereits eine gute Näherung darstellt. Allerdings liegt die Kurve teilweise noch sehr deutlich unterhalb der Maximumkurve. Außerdem ist der Abfall im mittleren Teil, der eigentlich konstant sein sollte, noch sehr hoch.

Ein tatsächlich konstanter Verlauf ist rein technisch nicht möglich, da der Druck abnimmt, aber die Stärke des Abfalls kann minimiert werden. Durch Veränderung der Ab- und Zunahme der Bremskraft, dem Volumen der Druckkammer und auch dem

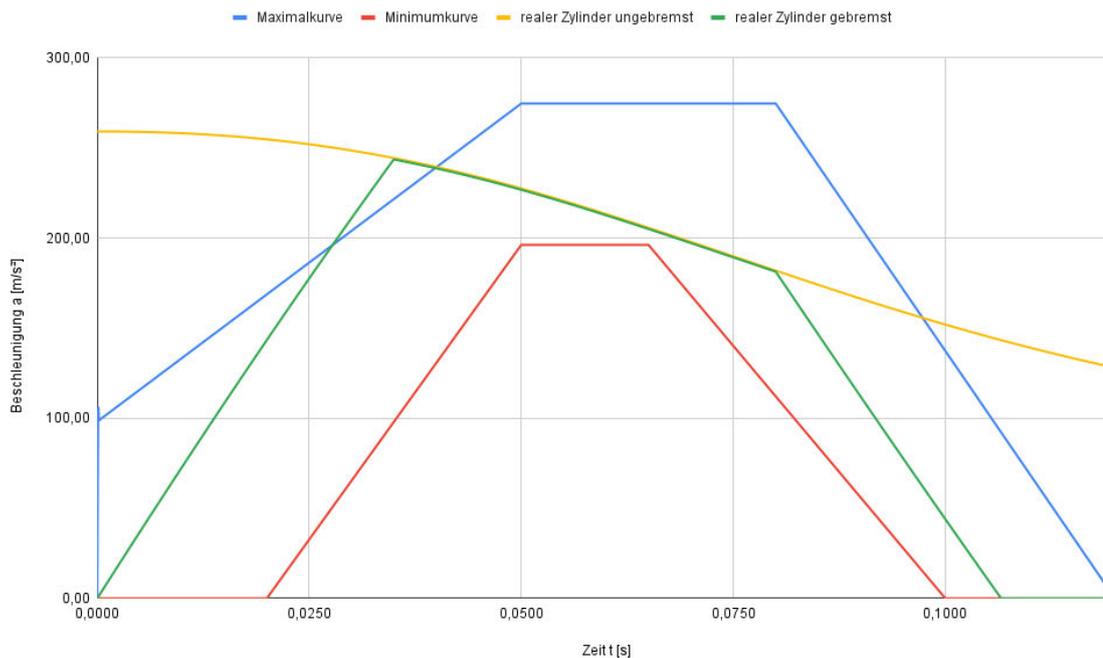


Abbildung 20: Vergleich Maximumkurve, Minimumkurve, ungebremster und gebremster Zylinder

Arbeitsdruck kann der Verlauf der Kurve verändert werden. Dabei führt eine Erhöhung von F_{Ba} zu einem steileren Anstieg der Beschleunigung und eine Erhöhung von F_{Bz} führt zu einem steileren Abfall der Beschleunigung. Eine größere Druckkammer sorgt vor allem für einen flacheren Abfall im mittleren Abschnitt. Die Erhöhung des Arbeitsdrucks verschiebt den Maximalwert der Kurve nach oben. In Tabelle 15 sind die Auswirkungen der einzelnen Parameter dargestellt. In den Varianten V1 bis V5 wird jeweils ein Wert verändert und geschaut wie sich dadurch die erreichte Geschwindigkeit und der zurückgelegte Weg verändert. Eine Anmerkung noch zu den Werten des ungebremsten Zylinders: der maximale Arbeitsweg wird bereits vor Erreichen von $t = 0,12\text{ s}$ erreicht. Daher wird die zum Zeitpunkt $t(s = 1,45\text{ m})$ erreichte Geschwindigkeit in der Tabelle aufgeführt.

Durch Veränderung der vier Parameter kann nun der Kurvenverlauf so angepasst werden, dass er möglichst nahe an der Maximumkurve liegt. In der Abb. 21 ist ein angepasster Verlauf dargestellt. Für den neuen Verlauf wurde der Arbeitsdruck von $p_a = 54,40\text{ bar}$ auf $p_a = 60\text{ bar}$ erhöht. Damit wird der Maximalwert besser erreicht. Um dem Abfall im mittleren Bereich entgegenzuwirken wird das Volumen der Druckkammer von $V_D = 0,1\text{ m}^3$ deutlich erhöht auf nun $V_D = 0,9\text{ m}^3$. Als drittes wird die Änderungsrate der Bremskraft beim Öffnen und Schließen auf $F_{Ba} = 900\frac{\text{N}}{\text{ms}}$ bzw. $F_{Bz} = 950\frac{\text{N}}{\text{ms}}$ angepasst. Mit diesen Werten liegt die reale Kurve bereits sehr gut auf der Maximumkurve. Es gibt ein kurzes Überschreiten der Kurve nach oben. Dabei liegt

Parameter	nicht gebremst	gebremst V1	gebremst V2	gebremst V3	gebremst V4	gebremst V5
p_a	54,40 bar	54,40 bar	54,40 bar	54,40 bar	54,40 bar	65,00 bar
V_D	0,1 m ³	0,1 m ³	0,3 m ³	0,1 m ³	0,1 m ³	0,1 m ³
F_{Ba}	0 $\frac{N}{ms}$	1.100 $\frac{N}{ms}$	1.100 $\frac{N}{ms}$	1.400 $\frac{N}{ms}$	1.100 $\frac{N}{ms}$	1.100 $\frac{N}{ms}$
F_{Bz}	0 $\frac{N}{ms}$	800 $\frac{N}{ms}$	800 $\frac{N}{ms}$	800 $\frac{N}{ms}$	500 $\frac{N}{ms}$	800 $\frac{N}{ms}$
Geschw.	23,56 $\frac{m}{s}$	16,48 $\frac{m}{s}$	19,52 $\frac{m}{s}$	17,45 $\frac{m}{s}$	17,51 $\frac{m}{s}$	18,83 $\frac{m}{s}$
Weg	1,45 m	1,12 m	1,24 m	1,21 m	1,14 m	1,23 m

Tabelle 15: Einfluss der Parameter auf die Geschwindigkeit und den Weg

der Maximalwert des realen Verlaufs bei $a = 280,359 \frac{m}{s^2}$ und damit ca. 2,1 % über dem Sollwert von $a = 274,68 \frac{m}{s^2}$. Diese geringe Abweichung kann daher an dieser Stelle vernachlässigt werden.

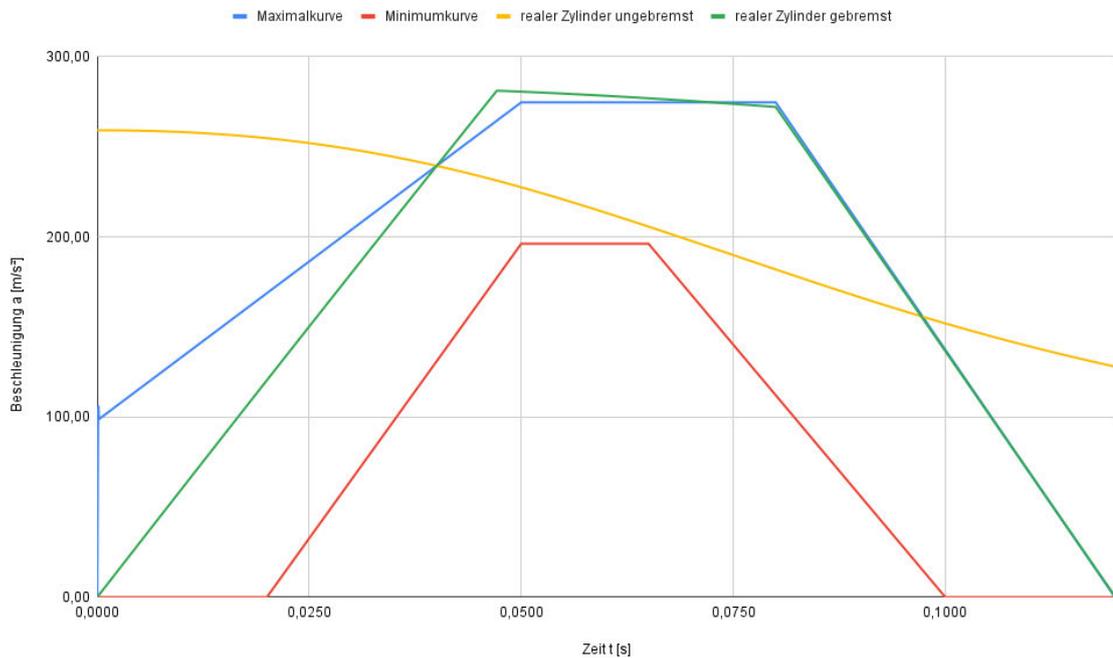


Abbildung 21: Beschleunungsverlauf mit angepassten Parametern

7.5 Konstruktion Teil 3 - Druckbehälter, Unterbau, Linearführung und Reibbremse

7.5.1 Konstruktion Druckbehälter

Aus den vorangegangenen Berechnungen geht ein Volumen von $V_D = 0,9 \text{ m}^3$ hervor. In Abb. 18 ist die Druckkammer direkt in Verlängerung zum Arbeitsbereich des Zylinders angebracht. Bei einem konstanten Durchmesser wird diese Druckkammer damit über elf Meter lang und der Zylinders besitzt eine Gesamtlänge von 13 m. Daher soll die Druckkammer in externe Behälter ausgelagert werden. Von dort strömt die Luft über Rohre in den Zylinder. Als Drucktank werden Behälter der Firma "Dustec Hochdrucktechnik GmbH"[Dus] verwendet. Die verwendeten Behälter entstammen der 250-bar-Serie. Diese ist bis 250 bar Betriebsdruck ausgelegt und damit völlig ausreichend. Die Wahl fällt auf diese Serie, obwohl 250 bar deutlich überdimensioniert sind, da dies die kleinste Möglichkeit ist. Die Behälter gibt es mit verschiedenen Volumen. Für die gewünschten $0,9 \text{ m}^3$ werden vier Behälter mit jeweils $200,8 \text{ L}$ Volumen gewählt. Die restlichen ca. $0,1 \text{ m}^3$ entfallen auf einen kleinen Anteil im Zylinder mit 25 cm Länge und auf die Rohrleitungen. Der Bereich im Zylinder dient dabei als eine Art Mischkammer, in dem die einzelnen Leitungen zusammengeführt werden. Bei der Auswahl muss die Verbindung zwischen Behälter und Pneumatikzylinder beachtet werden. Von jedem Behälter soll ein Rohr zum Zylinder führen. Der Rohrdurchmesser muss dabei groß genug sein, damit ein ausreichend großer Volumenstrom sichergestellt werden kann. Über den zurückgelegten Weg und die damit verbundene Volumenänderung innerhalb des Zylinders, kann der maximale Volumenstrom bestimmt werden. Im vorliegenden Aufbau liegt dieser bei $Q_{max} = 1,63 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$. Damit muss jede Rohrleitung, abhängig von der Behälteranzahl n_B , folgenden Anteil liefern.

Bei $n_B = 4$ Behältern ergibt sich folgender Volumenstrom pro Leitung Q_{rohr} :

$$Q_{rohr} = \frac{Q_{max}}{n_B} = \frac{1,63 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4} = 0,41 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (71)$$

Die maximal mögliche Strömungsgeschwindigkeit von Luft in Rohrleitungen liegt bei ca. $v_{Luft} = 50 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ [Anta]. Aus dem notwendigen Volumenstrom und der max. Strömungsgeschwindigkeit kann nun der notwendige Rohrdurchmesser d_B berechnet werden:

$$d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{rohr}}{v_{Luft} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,41 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \pi}} = 0,102 \text{ m} \quad (72)$$

Die vier Rohre müssen mindestens einen Durchmesser von 102 mm haben um den notwendigen Volumenstrom bereitstellen zu können. Um noch einen gewissen Puffer zu haben wird der Rohrdurchmesser mit $106,3 \text{ mm}$, entspricht einem $114,3 \times 4,0 \text{ mm}$ Rohr, festgelegt. Damit sinkt die Strömungsgeschwindigkeit auf $v_{Luft} = 46,20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Berechnung

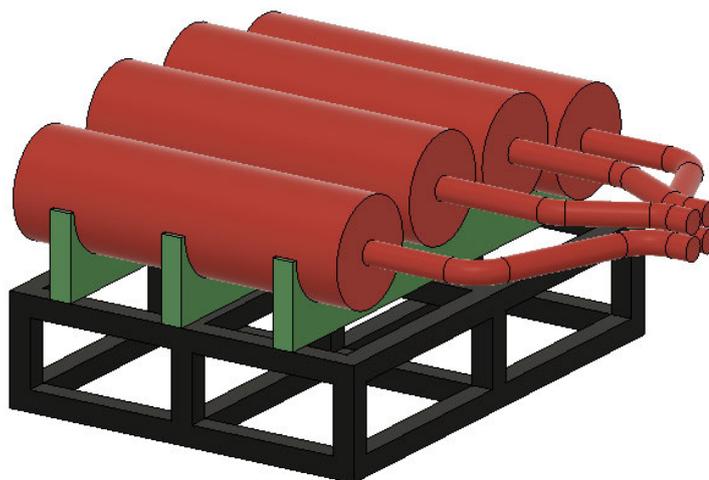


Abbildung 22: Druckbehälter für den Prüfstand

Strömungsgeschwindigkeit v_{Luft} :

$$v_{Luft} = \frac{Q_{rohr}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_B^2} = \frac{0,41 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,1063 m)^2} = 46,20 \frac{m}{s} \quad (73)$$

Die vier Behälter befinden sich in Verlängerung des Pneumatikzylinders. Da die Behälter relativ lang sind, werden sie liegend platziert. Abb. 22 zeigt den Aufbau der Druckbehälter inklusive Untergestell für eine stabile Montage. Als Untergestell wird hier ein Rahmen aus 100x100 mm Rechteckstahlrohren verwendet, da dieser relativ günstig herstellbar ist und keine hohe Ausgleichsmasse gegen Schwingungen benötigt wird. Die zwei mittleren Behälter sind etwas nach oben versetzt um den Weg der Leitungen möglichst einfach zu gestalten. Insgesamt sollte die Leitungslänge so kurz wie möglich gehalten werden, um mögliche Verluste in den Rohren zu minimieren. Alternativ könnten die Druckbehälter auch aufrecht stehend hinter dem Pneumatikzylinder platziert werden. Dadurch wird die gesamte Anlage etwa 1 m kürzer. Allerdings werden entweder längere Rohrleitungen, oder ein Anschluss auf der Mantelfläche statt auf der Stirnseite benötigt. Eine weitere Alternative wäre die Platzierung in einer zweiten Ebene über dem Pneumatikzylinder. Diese Anordnung würde den geringsten Platz in Anspruch nehmen, aber ein aufwendigeres Untergestell für die Druckbehälter benötigen.

7.5.2 Konstruktion Unterbau

In diesem Abschnitt erfolgt die Konstruktion des Unterbaus. Dieser soll größtenteils aus Stahlbeton hergestellt werden, da hiermit ein kostengünstiger und stabiler Aufbau

möglich ist. Gleichzeitig erhält das Fundament genügend Masse um den dynamischen Kräften aus den Schockversuchen entgegenzuwirken. Das Fundament soll insgesamt 2 m breit, einen 0,5 m hoch und 13,5 m lang. Im Betonfundament sind in regelmäßigen Abständen massive Stahlblöcke eingegossen. Auf diesen Stahlblöcken können dann sämtliche Aufbauten sicher verschraubt werden. Insgesamt werden 25 Blöcke mit den Maßen 200x60x1.600 mm verbaut. Bei einer Dichte von Stahlbeton $\rho_{\text{Beton}} = 2.400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} [\text{Bet}]$ ergibt sich eine Gesamtmasse des Fundaments von ca. 35 t. Aufgrund der hohen Masse wird das Fundament in fünf Blöcke mit jeweils 2,7 m Länge unterteilt. Damit wiegt jedes Segment ca. 7 t und lässt sich damit noch gut transportieren. In Abb. 23 ist der komplette Unterbau dargestellt. In grau das Fundament aus Stahlbeton. Darin in grün die eingelassenen Stahlblöcke. Auf diesen Blöcken befinden sich zwei Doppel-T-Träger aus Stahl. Diese Träger dienen später als Montagefläche für die Linearschienen. Grundsätzlich könnten die Linearschienen auch direkt auf den Stahlblöcken montiert werden. Allerdings befindet sich die Bremse zwischen den Schienen und hierfür wird genügend Bauraum benötigt. Der Doppel-T-Träger hat eine Breite von 206 mm, ist 220 mm hoch. Die Flanschdicke beträgt 25 mm und die Stegdicke 15 mm[Stac]. Durch den Einsatz des Trägers wird nicht nur der notwendige Bauraum für die Bremse generiert, er dient auch als Versteifung der einzelnen Fundamenteile.

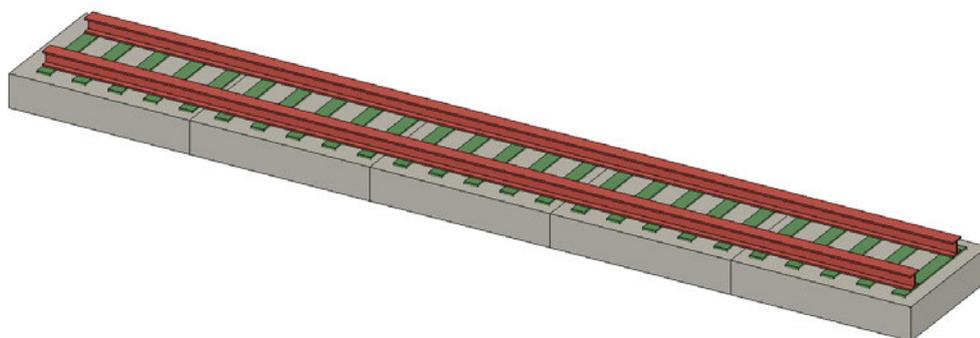


Abbildung 23: Unterbau Schock-Prüfstand

7.5.3 Konstruktion Linearführung

Dieser Abschnitt beschreibt die Konstruktion der Linearführung. Hierfür wird eine rechteckige Stahlschiene mit den Maßen 100x100 mm verwendet. Die Führungen am Schlitten liegen jeweils an zwei Flächen an. Diese werden an den Schienen entweder per Kugelstrahlen oder Randschichthärtung extra gehärtet um eine möglichst hohe Verschleißfestigkeit zu erreichen. Die Führungsschienen sind jeweils 9,75 m lang. Damit ergibt sich bei 1,45 m maximalem Verfahrensweg, 6 m Bremsweg und einer Schlittenlänge von 2 m noch ein Puffer von 30 cm. Als zusätzliche Sicherheit ist am Ende der Führungsschienen je ein massiver Prellbock angebracht. Im Falle eines Bremsversagens

sollen diese den Schlitten stoppen. Der bisherige Aufbau des Prüfstandes ist in Abb. 24 dargestellt. Nicht zu sehen sind Schlitten und Druckbehälter. Die ergänzten Linear-schienen sind in blau abgebildet.

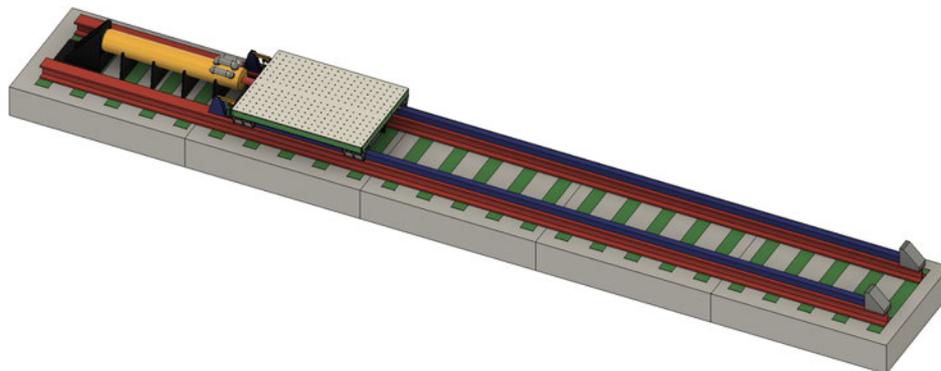


Abbildung 24: Aufbau Prüfstand ohne Schlitten und Druckbehälter

7.5.4 Reibbremse

In diesem Abschnitt wird die Konstruktion der Verriegelung und der Bremsanlagen beschrieben. In der Zeit, in der die Druckbehälter auf Arbeitsdruck aufgeladen werden, soll der Schlitten durch eine mechanische Verriegelung gehalten werden, vgl. Abb. 25. Dadurch ist sichergestellt, dass sich der Schlitten auch bei einem Versagen der Bremse nicht lösen kann. Zusätzlich wird die Bremse in der Zeit geschont. Am Schlitten sind zwei Ösen angebracht. Dort greift jeweils ein Haken, der bei Bedarf über einen Hydraulikzylinder gelöst wird.

Als zweites erfolgt die Auslegung der Bremse zur Regelung des Pneumatikzylinders. In Abb. 26 ist der Aufbau dazu dargestellt. An der Unterseite des Schlittens ist ein T-Profil angebracht. Auf dieses T-Profil drücken die zwei Bremsbeläge, ähnlich einer

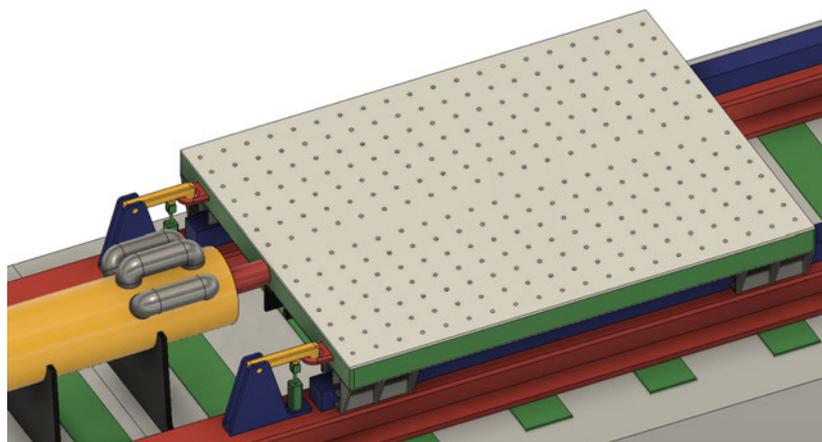


Abbildung 25: Verriegelung für den Druckaufbau

Bremsscheibe beim PKW. Zur Erzeugung der Kräfte werden pro Bremsbelag je zwei Hydraulikzylinder verwendet. Auf die genaue Auslegung der Hydraulikzylinder und der Bremsbeläge wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Festgelegte Parameter für die Anlage sind die maximale Bremskraft von $F_{Brems} = F_K = 384.552 \text{ N}$ und die Änderungsraten beim Öffnen und Schließen der Bremse. Des Weiteren muss die Bremse über den kompletten Arbeitsweg Kräfte auf den Schlitten übertragen können.

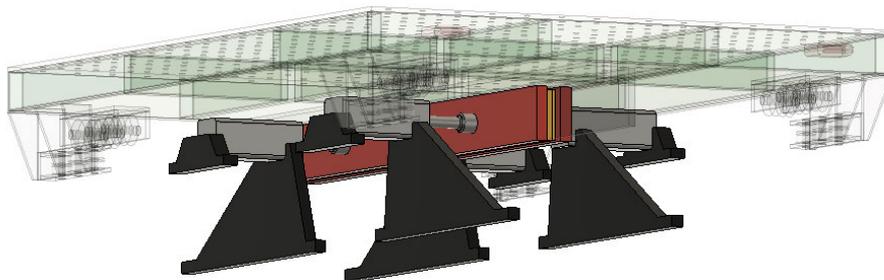


Abbildung 26: Bremse zur Regelung des Pneumatikzylinders

Im letzten Schritt erfolgt die Konstruktion der Schlittenbremse, die nach dem Schock den Schlitten wieder zum Stillstand bringen soll. Über eine Gesamtlänge von 7,4 m befinden sich insgesamt sechs einzelne Bremsanlagen, vgl. Abb. 27. Die Bremse ist in mehrere einzelne Anlagen unterteilt, da eine durchgehende Anlage sehr geringe Toleranzen über eine sehr große Länge benötigen würde. Mehrere kleinere Anlagen vereinfachen die exakte Ausrichtung. Des Weiteren könnten die einzelnen Segmente unabhängig angesteuert werden, falls dies notwendig wäre. Um ein sicheres "einfädeln" des Schlittens in die Bremsanlage sicherzustellen, sind die einzelnen Segmente an den Enden jeweils V-förmig gestaltet, ähnlich dem Aufbau bei Reibbremsen von Achterbahnen [Coa]. Wie bei der Bremse zur Regelung wird die Bremskraft mit Hilfe von Hydraulikzylindern erzeugt. Pro Bremsbelag arbeiten jeweils zwei Hydraulikzylinder. Für die Anforderungen aus dem Lastenheft soll ein Bremsweg der drei- bis vierfachen Prüfstrecke erzeugt werden. In der Auslegung wird eine konstante negative Beschleunigung angenommen. Diese wird so gewählt, dass ein entsprechender Bremsweg erreicht wird. Bei der vorangegangenen Auslegung hat der Schlitten am Ende der Schock-Zeit, $t = 0,12 \text{ s}$, eine Geschwindigkeit von $v = 21,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bei einem zurückgelegten Weg von $s = 1,25 \text{ m}$. Der Bremsweg soll dementsprechend bei vier bis fünf Metern liegen. Mit einer konstanten negativen Beschleunigung von $a_n = -45 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ergibt sich ein Bremsweg von $s_B = 4,98 \text{ m}$ und damit ca. der vierfache Bremsweg gegenüber der Prüfstrecke. Die genaue Auslegung von Bremsbelag und Bremskraft mit zugehöriger Auswahl der Hydraulikzylinder wird an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt, da sie den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde.

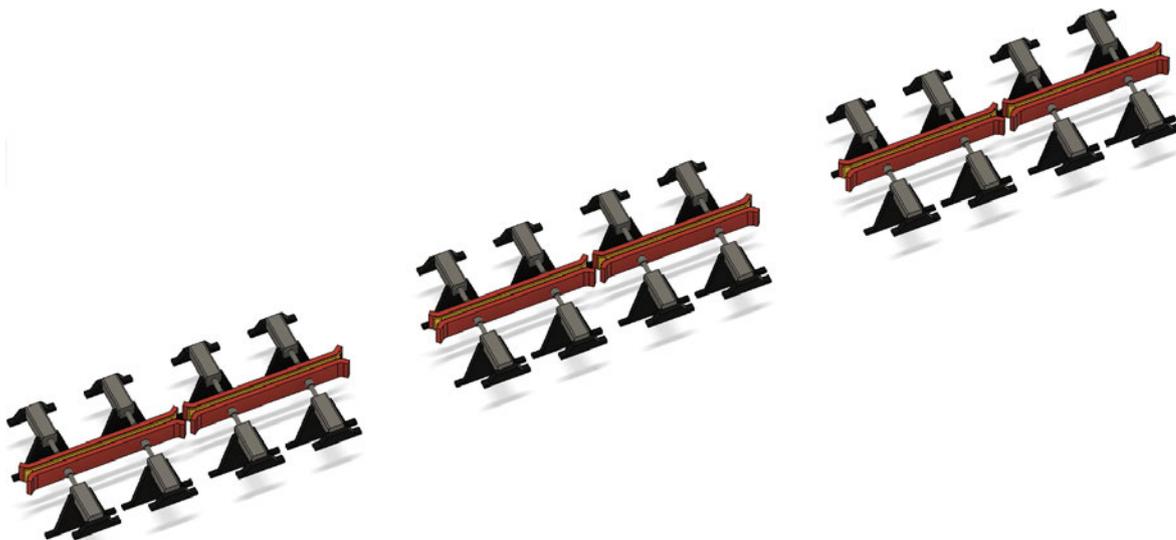


Abbildung 27: Schlittenbremse zum Abbremsen nach dem Schock

Beim Abbremsen des Schlittens muss die kinetische Energie abgebaut werden. Dabei erwärmen sich die Bremsen. In einer ersten Abschätzung soll bestimmt werden, wie stark die diese Erwärmung ist. Für die Berechnung wird angenommen, dass jedes einzelne Segment den gleichen Anteil an kinetischer Energie aufnimmt. Als Bremsbelag soll Keramik mit einer spezifischen Wärmekapazität von $c_{Keramik} = 0,92 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ [Antc] verwendet werden. Die Masse der Bremsbeläge pro Segment wird mit $m_{Bremsse} = 5,5 kg$ [AGK] angenommen. [Han01]

Berechnung der kinetischen Gesamtenergie des Schlittens:

$$E_{kin750} = \frac{1}{2} \cdot m_{750} \cdot v_{750}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1.400 kg \cdot \left(21,17 \frac{m}{s}\right)^2 = 313,7 kJ \quad (74)$$

Jedes Segment muss ein sechstel der kinetischen Energie aufnehmen. Daraus ergibt sich die Erwärmung $\Delta\theta$ pro Segment:

$$\Delta\theta = \frac{E_{kin750}}{6} \cdot \frac{1}{c_{Keramik} \cdot m_{Bremsse}} = \frac{313,7 kJ}{6} \cdot \frac{1}{0,92 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 5,5 kg} = 10,3 K \quad (75)$$

Jedes Segment erhitzt sich beim Bremsen um ca. 10 K. Die Erwärmung ist also nicht sehr hoch und kann problemlos ohne weitere Kühlmaßnahmen abgeführt werden. Die Bremsbeläge müssen die Wärme auch nicht komplett aufnehmen. Das T-Profil auf der Unterseite des Schlittens erwärmt sich ebenfalls beim Bremsen und nimmt damit einen Teil der Energie auf. Unter der Annahme das die Hälfte der Gesamtenergie in das T-Profil fließt, wird die Erwärmung des Profils noch ergänzend bestimmt.

Erwärmung T-Profil mit $m_{T-Profil} = 64 kg$ und $c_{T-Profil} = 0,49 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ [Antb]:

$$\Delta\theta = \frac{E_{kin750}}{2} \cdot \frac{1}{c_{T-Profil} \cdot m_{T-Profil}} = \frac{313,7 \text{ kJ}}{2} \cdot \frac{1}{0,49 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot 64 \text{ kg}} = 5 \text{ K} \quad (76)$$

Trotz deutlich höherer Energie erwärmt sich das T-Profil nur halb so stark wie die Bremsbeläge. Dies ist vor allem der sehr viel größeren Masse geschuldet. Insgesamt sollten auf Basis dieser Abschätzung weder bei dem T-Profil noch bei den Bremsbelägen thermische Probleme auftreten. Auch bei mehreren Versuchen hintereinander dürfte es keine Probleme geben, da eine gewisse Mindestzeit zum Abkühlen vorhanden ist. Grund hierfür ist die Dauer für das Aufladen der Druckbehälter.

7.6 Berechnung maximales Prüfgewicht

In den vorangegangenen Kapiteln sind die notwendigen Parameter für die Beschleunigung eines Prüfkörpers mit max. 750 kg ermittelt worden. Bei dieser Auslegung wird die Maximalkurve als Referenzkurve verwendet. In diesem Abschnitt soll nun bestimmt werden, wie schwer der Prüfkörper maximal sein darf, um noch oberhalb der Minimalcurve zu liegen. In Tabelle 16 sind die zuvor berechneten Parameter aufgeführt. Das Gewicht des Prüfkörpers wird nun solange erhöht, bis die Minimalcurve unterschritten wird.

Parameter	Variable	Wert
Volumen Druckkammer	V_D	$0,9 \text{ m}^3$
Arbeitsdruck	p_a	60 bar
Durchmesser Zylinder	D_Z	$0,3 \text{ m}$
Gewicht Schlitten	m_S	650 kg
Gewicht Kolben	m_K	$85,80 \text{ kg}$
Änderungsrate Regelungsbremse öffnen	F_{Ba}	$900 \frac{\text{N}}{\text{ms}}$
Änderungsrate Regelungsbremse schließen	F_{Bz}	$950 \frac{\text{N}}{\text{ms}}$

Tabelle 16: Zusammenfassung der berechneten Maschinenparameter

Bei Verwendung der aufgeführten Parameter ist ein maximales Prüfgewicht von 1.350 kg möglich. Der Vergleich der unterschiedlichen Verlaufskurven ist in Abb. 28 dargestellt. Der Verlauf des linearen Beschleunigungsanstiegs bzw. -abfalls könnte durch Veränderung der Änderungsraten F_{Ba} und F_{Bz} noch angepasst werden. Da diese Anpassungen jedoch nicht zu einem höheren zulässigen Gewicht führen, wird darauf verzichtet.

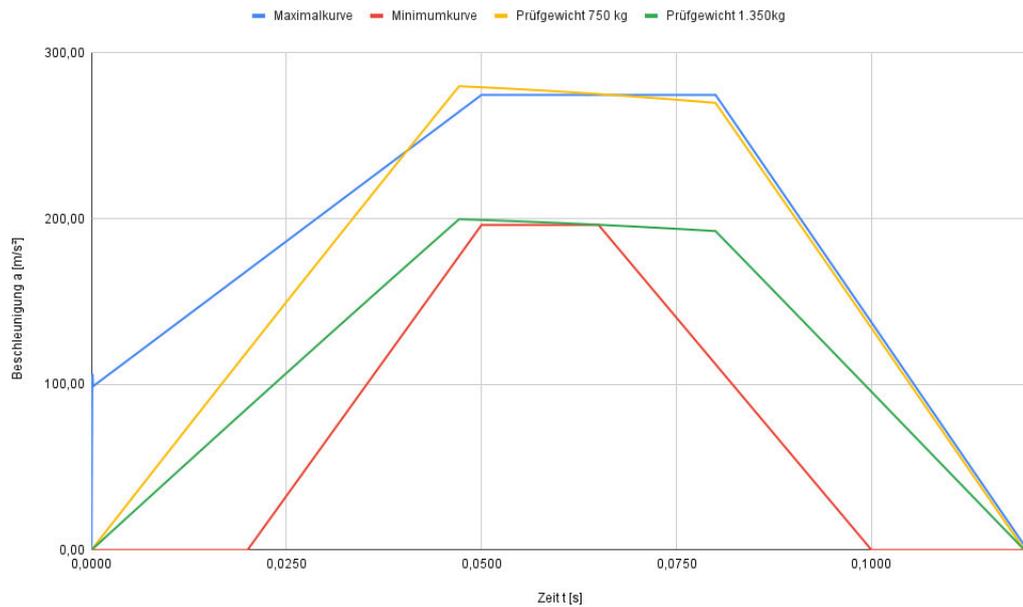


Abbildung 28: Vergleich Minimal- und Maximalkurve gegenüber 750 kg bzw. 1.350 kg Prüfgewicht

Bei einer höheren Prüfmasse muss die verbaute Bremsanlage diese Masse auch sicher zum Stillstand bringen können. Bei maximaler Masse ergibt sich eine Geschwindigkeit von $v_{1.350kg} = 15,10 \frac{m}{s}$ und ein Weg von $s_{1.350kg} = 0,89 m$. Wenn die gleiche konstante Bremsbeschleunigung zugrunde gelegt wird, ergibt sich damit ein Bremsweg von $s_B = 2,53 m$ und damit nur ca. das 2,8-fache der Prüfstrecke. Dies ist der deutlich niedrigeren Endgeschwindigkeit geschuldet. Durch die geringere Geschwindigkeit ist die kinetische Energie, trotz höherer Masse, deutlich kleiner. Beim Einstellen der Anlage könnte die Bremse insgesamt so eingestellt werden, dass die Bremsbeschleunigung etwas niedriger ist. Damit wird der Bremsvorgang noch schonender für das Material.

Berechnung der kinetischen Energie des Schlittens in Abhängigkeit seiner Masse:

$$E_{kin750} = \frac{1}{2} \cdot m_{750} \cdot v_{750}^2 = \frac{1}{2} \cdot 1.400 \text{ kg} \cdot \left(21,17 \frac{m}{s}\right)^2 = 313,7 \text{ kJ} \quad (77)$$

$$E_{kin1350} = \frac{1}{2} \cdot m_{1350} \cdot v_{1350}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2.000 \text{ kg} \cdot \left(15,10 \frac{m}{s}\right)^2 = 228,0 \text{ kJ} \quad (78)$$

8 Wirtschaftliche Abschätzungen

In diesem Kapitel soll eine erste grobe Abschätzung zu den Produktions- und Betriebskosten des Prüfstandes getätigt werden. Dabei werden nur die Materialkosten beachtet, nicht aber die Personal- und Maschinenkosten. Bei der Berücksichtigung von Maschinenkosten kommt es beispielsweise sehr stark darauf an, wie schnell die Maschine die Aufgabe bearbeiten kann.

8.1 Unterbau

Der Unterbau besteht aus Stahlbeton mit teilweise eingegossenen Stahlblöcken der Maße 200x60x1.600 mm. Für die Stahlblöcke kann normaler Baustahl, z.B. S355, verwendet werden. Auf den eingegossenen Stahlblöcken sind zwei Doppel-T-Träger montiert.

Bauteil	Menge	Stückpreis	Gesamtpreis
Stahlbeton	13,5 m ³	200 €/m ³ [SCH]	2.700 €
Flachstahl 200x60x1.600 mm	25	1,50 €/kg [Jue]	5.616 €
Doppel-T-Träger HEM 200	26 m	360 €/m [Staa]	9.360 €
Gesamt			17.676 €

Tabelle 17: Kostenaufstellung Unterbau

8.2 Linearführung

Die Linearführungen bestehen aus zwei Stahlprofilen der Maße 100x100 mm. Im Gegensatz zu den Flachstählen im Unterbau sollte an dieser Stelle ein möglichst harter und widerstandsfähiger Vergütungsstahl eingesetzt werden. Als Vergleichsmaterial wird 42CrMo4 verwendet, ein häufig eingesetzter Vergütungsstahl mit guten mechanischen Eigenschaften.

Bauteil	Menge	Stückpreis	Gesamtpreis
Stahlprofilen 100x100 mm	19,5 m	700 €/m [Fix]	13.650 €
Gesamt			13.650 €

Tabelle 18: Kostenaufstellung Linearführung

8.3 Druckbehälter mit Untergestell

Die Druckbehälter sind Zukaufteile, leider gab es auf Anfrage keine Preisauskunft. Zu den Kosten für die Standardbehältern kommen noch gegebenenfalls Extrakosten für die Rohranschlüsse dazu. Das Untergestell besteht aus 100x100x3 mm Vierkantrohr. Die Auflagen der Drucktanks sind aus 20 mm warmgewalzten Stahlblechen der Maße gefertigt. Für die Verbindung der Druckbehälter mit dem Zylinder werden Stahlrohre der Maße 114,3x4,0 mm verwendet.

Bauteil	Menge	Stückpreis	Gesamtpreis
Vierkantrohr 100x100x3 mm	20 m	53 €/m [Jue]	1.060 €
Stahlblech 2.200x400x20 mm	3	1,10 €/kg [Jue]	453 €
Stahlrohr 114,3x4,0 mm	5 m	90 €/m [Stab]	450 €
Gesamt			1.963 €

Tabelle 19: Kostenaufstellung Druckbehälter

8.4 Pneumatikzylinder

Bauteil	Menge	Stückpreis	Gesamtpreis
Stahlrohr \varnothing_{IN} 300x10 mm	2 m	300 €/m [Stac]	600 €
Stahlblech 300x300x10 mm	2	1,50 €/kg [Jue]	21 €
Rundstab \varnothing 300 mm	50 mm	2.250 €/m [Fix]	113 €
Stahlrohr \varnothing_{AU} 100x15 mm	1,95 m	200 €/m [Fix] [Stac]	390 €
Stahlblech 800x470x20 mm	4	1,23 €/kg [Jue]	289 €
Stahlblech 700x600x20 mm	2	1,23 €/kg [Jue]	161 €
Gesamt			1.574 €

Tabelle 20: Kostenaufstellung Pneumatikzylinder

Für den Pneumatikzylinder wird ein Stahlrohr mit 300 mm Innendurchmesser und 10 mm Wandstärke aus 42CrMo4 verwendet. Dazu zwei 10 mm Stahlplatten um das Rohr zu verschließen. Preise für die angegebenen Maße waren leider nicht verfügbar. Abgeleitet wird der Preis daher von einem Rohr mit ähnlichem Maß, Außendurchmesser 323,9 mm und 5 mm, und Stahlblech aus Baustahl. Der Kolben und die Kolbenstange werden ebenfalls aus 42CrMo4 hergestellt. Der Kolben besteht aus einem

Rundstab $\varnothing 300 \times 50$ mm. Die zugehörige Kolbenstange ist ein Stahlrohr mit einem Außendurchmesser von 100 mm und 15 mm Wandstärke. Der Preis für das Rohr der Kolbenstange ist abgeleitet von einem $\varnothing 100$ mm Rundstab aus 42CrMo4 und einem Rohr aus Baustahl der Maße 101,6x8,0 mm. Die Halterungen für den Zylinder bestehen aus 20 mm Stahlplatten. Vier Platten mit 800x470 mm und zwei Platte mit 600x700 mm.

8.5 Bremsanlage

Die Hydraulikzylinder für die Bremsen müssen erst genau berechnet werden, bevor eine Auswahl des passenden Systems getroffen werden kann. Für eine ungefähre Abschätzung wird ein doppelwirkender Zylinder mit 50 mm Hub verwendet. Der Zylinder liefert bei einem Maximaldruck von 250 bar 15,78 kN Druckkraft. Da pro Bremse vier Stück verbaut werden, wird davon ausgegangen, dass damit in jeden Fall genügend Bremskraft erzeugt werden kann. Für die Betätigung der Schlittenverriegelung werden zwei kleinere Hydraulikzylinder verwendet, mit jeweils 100 mm Hub. Für die Halterungen der Bremsen werden noch 30 mm Stahlplatten benötigt. Die Platten haben die Maße 750x310 mm bzw. 450x325 mm. Die Montageplatten der Bremsbeläge bestehen aus 15 mm Flachstahl. Für die Regelungsbremse wird zwei Mal das Maß 1.400x140 mm benötigt und für die Schlittenbremse sechs Mal das Maß 1.000x140 mm.

Bauteil	Menge	Stückpreis	Gesamtpreis
Hydraulikzylinder 50 mm Hub	28	50 € [Hydb]	1.400 €
Hydraulikzylinder 100 mm Hub	2	50 € [Hyda]	100 €
Stahlplatte 750x310x30 mm	4	1,25 €/kg [Jue]	272 €
Stahlplatte 450x325x30 mm	24	1,25 €/kg [Jue]	1.038 €
Flachstahl 1.400x140x15 mm	2	1,56 €/kg	72 €
Flachstahl 1.000x140x15 mm	6	1,56 €/kg [Jue]	154 €
Gesamt			3.036 €

Tabelle 21: Kostenaufstellung Bremsanlagen

8.6 Schlitten

Der Schlitten ist aus zwei großen Stahlplatten mit dazwischenliegenden Vierkantrohren gefertigt. Dazu kommen kleinere Flachstahlstücke als Halterung der Linearführungen und der Kugellager. Die Stahlplatten sind 2.000x1x500 mm groß und einmal 5 mm und einmal 12 mm dick. An der Unterseite des Schlittens ist ein T-Profil, welches als

"Bremscheibe "dient, in den Maßen 140x140x15 mm montiert. Die Zwischenlage des Schlittens besteht aus 100x40x3 mm Vierkantrohr. Für die Aufnahmen und sonstigen Kleinteile werden pauschal weitere 500 € angenommen.

Bauteil	Menge	Stückpreis	Gesamtpreis
Kugellager SKF 6405	48	32 € [BOI]	1.536 €
Stahlblech 2.000x1.500x12 mm	1	1,08 €/kg [Jue]	303 €
Stahlblech 2.000x1.500x5 mm	1	1,07 €/kg [Jue]	125 €
T-Profil 140x140x15 mm	2 m	1,94 €/kg [Jue]	124 €
Vierkantrohr 100x40x3 mm	11 m	33 €/m [Jue]	363 €
Kleinteile			500 €
Gesamt			2.951 €

Tabelle 22: Kostenaufstellung Schlitten

Der gesamte Prüfstand hat Materialkosten von rund 41.000 €. Dazu kommen die Kosten für die Druckbehälter, die Hydraulikanlage und einen Hochdruckkompressor. Des Weiteren müssen die einzelnen Bauteile gefertigt werden. Neben den mechanischen Komponenten und Aggregaten, wird eine Steuerung mit entsprechender Software und Messinstrumente, wie Beschleunigungssensoren, für den Betrieb des Prüfstandes benötigt. Insgesamt dürfte der Preisrahmen für die gesamte Anlage bei 150.000+ Euro liegen.

8.7 Betriebs- und Wartungskosten

Die Betriebskosten werden an dieser Stelle nur qualitativ abgeschätzt bzw. die auftretenden Kostenpunkte aufgezählt. Im normalen Betrieb fallen Stromkosten für unterschiedliche Aggregate an. Dazu gehört die Steuerung der Anlage mit allen Sensoren, der Hochdruckkompressor, die Hydraulikpumpe und zugehörige Ventile sowie die Wirbelstrombremse für den Kolben. Bei Wartungen können weitere Kosten beim Tausch der Hydraulikflüssigkeit und beim Ersetzen verschlissener Bremsbeläge auftreten. Bei der allgemeinen Wartung der Anlage können noch weitere Kosten anfallen.

9 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden die technischen Daten der Prüfanlage zusammengefasst. Dazu zeigt die Abb. 29 eine Komplettdarstellung der Schockanlage mit allen verwendeten Komponenten. In der Aufzählung werden die wichtigsten Daten kurz erklärt. Die Tabelle 23 stellt zusammenfassend nochmal alle technischen Daten dar.

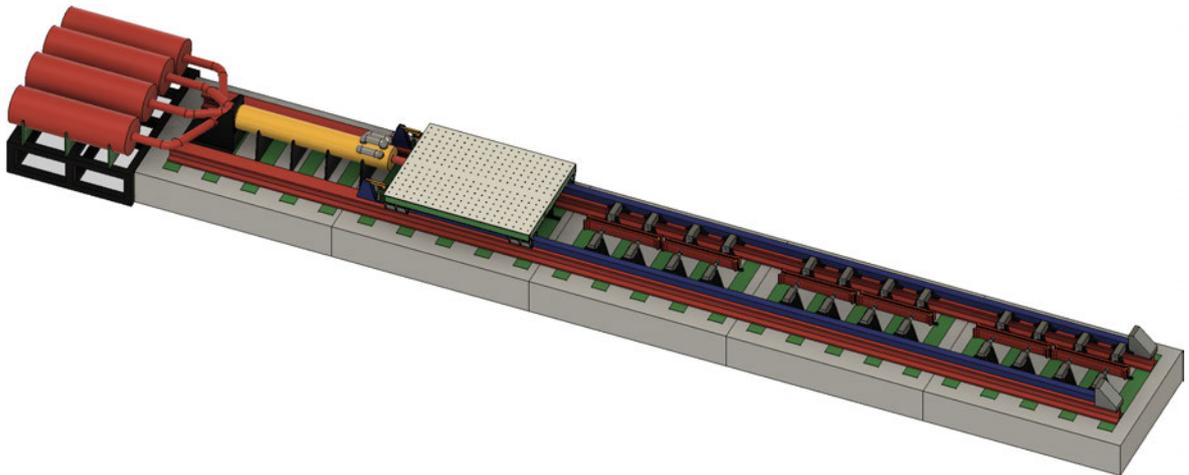


Abbildung 29: Gesamtansicht Prüfanlage

- Masse Prüfkörper

Die Anlage ist ausgelegt mit einer Prüfkörpermasse von 750 kg. Bis zu diesem Gewicht können die Maximalbeschleunigungen erreicht werden. Die maximal zulässige Masse für zu prüfende Bauteile nach ECE R100 liegt bei 1.350 kg. Bei höheren Massen kann die notwendige Minimalkurve nicht erreicht werden.

- Arbeitsdruck

Der zulässige Maximaldruck beträgt 60 bar. Bei Prüfmassen < 750 kg muss der Arbeitsdruck entsprechend angepasst werden, damit die Beschleunigungen nicht zu groß sind.

- Maße Zylinder

Der Zylinder hat einen Durchmesser von 30 cm und ist insgesamt 2 m lang. Davon sind 1,45 m Arbeitsweg des Kolbens. 30 cm ist als Bremsweg und Puffer am Ende des Arbeitswegs eingeplant. Bei voll eingefahrenem Kolben verbleiben noch 25 cm zwischen Kolben und Rückwand des Zylinders um dort eine Art Mischkammer für die Luft aus den einzelnen Druckbehältern zu bilden. Um den Kolben nach dem Versuch abzubremsen, ist an der Vorderseite

des Zylinders eine Wirbelstrombremse angebracht. Zusätzlich gibt es mehrere Bypass-Öffnungen, die ab einem bestimmten Verfahrensweg einen Druckausgleich zwischen den zwei Seiten des Kolbens herstellen sollen.

- Maße Kolben

Der Kolben hat einen Durchmesser von 30 cm und ist 5 cm dick. Die zugehörige Kolbenstange ist insgesamt 1,95 m lang und als Rohr ausgeführt. Der Außendurchmesser beträgt 100 mm und der Innendurchmesser 67 mm.

- Druckbehälter

Für die Speicherung der Druckluft werden vier 200,8 L Drucktanks der Firma "Dustec Hochdrucktechnik GmbH" eingesetzt. Die Behälter sind über Rohrleitungen mit dem Zylinder verbunden. Um den notwendigen Volumenstrom sicherstellen zu können, haben die Leitungen einen Durchmesser von 110 mm. Im Zylinder gibt es zusätzlich noch einen kleinen Bereich, der als eine Art Mischkammer für die vier Rohrleitungen dient. Insgesamt gibt es ein Volumen von $0,9 \text{ m}^3$ als Druckspeicher.

- Regelungsbremse Pneumatikzylinder

Um die reale Beschleunigungskurve den Anforderungen anzupassen ist eine hydraulische Reibbremse verbaut. Diese ist zu Beginn komplett geschlossen. Beim Start des Versuchs wird die Bremse kontinuierlich geöffnet, um so den linear ansteigenden Verlauf zu erzeugen. Die Bremse soll mit einer Änderungsrate von 900 N/ms öffnen. Im mittleren Teil ist die Bremse vollständig offen, um einen möglichst konstanten Verlauf zu erhalten. Im dritten Abschnitt wird die Bremse dann kontinuierlich wieder geschlossen, wodurch der linear fallende Verlauf erzeugt wird. Beim Schließen nimmt die Bremskraft mit einer Rate von 950 N/ms zu.

- Schlittenbremse

Um den Schlitten nach dem Versuch abzubremsen ist eine mehrteilige hydraulische Reibbremse verbaut. Die Bremsanlage soll den Schlitten auf bis zu sechs Metern möglichst schonend abbremsen. Bei einem Prüfgewicht von 750 kg soll die Bremse eine konstante Bremsbeschleunigung von 45 m/s^2 erzeugen. Je nach Masse des Prüfkörpers kann die auftretende Verzögerung noch durch Regulierung der Hydraulikzylinder verändert werden.

- Aufstellmaß der Anlage

Der gesamte Schockprüfstand benötigt eine Fläche von 2,2x15,2m. Dazu kommt noch der Platzbedarf für den Kompressor, Hydraulikpumpen und die Steuerung der Anlage. Die gesamte Anlage wiegt etwa 50 t.

- Kosten

Auf Basis einer groben Übersicht der Materialkosten werden die Produktionskosten auf 150.000+ Euro geschätzt. Im Betrieb fallen Stromkosten für verschiedene Aggregate der Anlage an, sowie Kosten für die allgemeine Wartung und Tausch von Verschleißteilen.

Parameter	Variable	Wert
Auslegungsmasse Prüfkörper	m_B	750 kg
max. zulässige Prüfmasse	m_{Bmax}	1.350 kg
max. Zylinderhub	s_A	1,45 m
Durchmesser Zylinder	D_Z	0,30 m
Länge Zylinder	s_Z	2,00 m
max. Betriebsdruck	p_a	60 bar
Durchmesser Kolbenstange	D_K	0,10 m
Länge Kolbenstange	s_K	1,95 m
Volumen Druckbehälter	V_D	0,9 m ³
Maximalbeschleunigung	a_{max}	281,14 $\frac{m}{s^2}$
maximal zulässige Geschwindigkeit	v_{max}	22 $\frac{m}{s}$
Schockdauer	t_p	0,12 s
max. Bremsbeschleunigung	a_n	45 $\frac{m}{s^2}$
max. Bremsweg	s_{Brems}	6,2 m
Produktionskosten		150.000+ Euro
Aufstellmaß		2,2x15,2 m
Gesamtmasse Prüfanlage		ca. 50 t

Tabelle 23: Zusammenfassung der technischen Daten

10 Ausblick

Am Ende dieser Arbeit steht das Konzept eines pneumatisch betriebenen Schockprüfstandes. Die Anforderungen aus der Norm ECE R100 können bis zum einem Batteriegewicht von 1.350 kg erfüllt werden. Damit sind die bekannten Traktionsbatterien aller PKW-Klassen sicher abgedeckt. Das Ziel dieser Arbeit, ein grundsätzlich funktionierendes Konzept zu erstellen, ist damit erreicht.

Einzelne Aspekte bei der Auslegung der Anlage sind innerhalb der Arbeit bewusst nicht ausgeführt worden, da sie den gesteckten Rahmen deutlich gesprengt hätten. So sind beispielsweise für die zwei Bremsanlagen, Regelungsbremse und Schlittenbremse, die zu erzielenden Größen festgelegt worden, jedoch ohne Berechnung der hierfür notwendigen Drücke, Kräfte und ähnlichem. Selbiges gilt auch für das Konzept den Kolben mittels Bypass und daraus folgendem Druckausgleich abzubremesen. Die Idee wird aufgezeigt, jedoch ohne Berechnung z.B. des notwendigen Volumenstroms. Als Unterstützung bei dem Bremsvorgang könnten die externen Druckbehälter über ein Ventil vom Zylinder getrennt werden. Dies würde zu einer deutlichen Reduktion des Volumens führen und den Druck sehr viel schneller absinken lassen. Eine weitere Möglichkeit, den Druckabbau zu beschleunigen wäre die Verwendung eines teilweise geöffneten Zylinders. Durch gezielte Platzierung von Öffnungen in der Mantelfläche des Zylinders kann zu Beginn der Gegendruck minimal gehalten werden, da die Luft durch die Öffnungen entweichen kann. Nach einem bestimmten Weg, passiert der Kolben die Öffnungen und sie befinden sich dann im Bereich der Druckkammer. Hierdurch wird der Arbeitsdruck in der Druckkammer sehr schnell abgebaut und der Kolben damit nicht weiter beschleunigt. Dabei sind allerdings mögliche Vorschriften zum Umgang mit Hochdruckbehältern zu beachten, da ein Öffnen der Druckkammer ein Ausströmen großer Luftmengen unter hohem Druck zur Folge hätte.

Die benötigten Elektronik zur Steuerung, Messung und Überwachung des Versuchs wurde ebenfalls nicht berücksichtigt. Die Messungen sind über einzelne Beschleunigungssensoren, die verteilt an dem Schlitten angebracht sind, denkbar. Die eigentliche Steuerung kann vermutlich relativ einfach gehalten werden. Die Parameter werden vor dem Versuch festgelegt, innerhalb des Versuchs sind keine Veränderungen angedacht. Wobei dies weniger dem Konzept, sondern viel mehr der sehr kurzen Versuchszeit geschuldet ist.

Nach einem Versuch muss die Anlage wieder in den Ausgangszustand versetzt werden. Dafür muss der Schlitten an die Startposition gebracht werden und der Kolben muss eingefahren werden. Das kostengünstigste System für das Zurückfahren des Schlittens wäre die Verwendung einer Seilwinde. Nach dem Versuch wird der Schlitten ein-

geklinkt, zurückgezogen und wieder ausgeklinkt. Die Seilwinde müsste dafür ca. 2 t ziehen können, was problemlos mit den meisten Seilwinden aus dem PKW-Zubehör umsetzbar ist. Das Einfahren des Kolbens ist abhängig davon, ob der Zylinder Entlüftungsöffnungen hat. Bei einem geschlossenen Zylinder kann der Kolben durch einen geringen Luftdruck in der Gegenkammer zurück gedrückt werden. Bei vorhandenen Öffnungen, ohne Ventil, ist die einfachste Lösung, den Kolben beim zurückfahren des Schlittens in den Zylinder zu drücken. Gegebenenfalls muss dabei die Seilwinde größer dimensioniert werden.

Um den Versuchsstand möglichst wirtschaftlich betreiben zu können, sollten noch weitere Versuchsnormen abgedeckt werden. Für die Auslegung sind die Beschleunigungswerte für Fahrzeuge der Klasse M_1 und N_1 verwendet worden. Für Kleinlaster, Busse und LKWs gelten andere, niedrigere, Richtwerte bei meist höherem Prüfgewicht. Hierfür müsste geprüft werden, ob die höheren Massen möglich sind. Neben der R100 gibt es eine Vielzahl weiterer Normen für verschiedenste Komponenten eines Fahrzeugs, wie beispielsweise Sitze oder Sicherheitsgurte. Bei diesen Normen muss geprüft werden, ob die Maschine die Anforderungen z.B. an Fahrweg, Beschleunigung oder Versuchsdauer erfüllen kann.

Eine Anforderung aus dem Lastenheft war, einen möglichst kompakten Prüfstand zu entwickeln. Im Vergleich zu dem "Compact Impact Sled" der Firma Messring, vgl. 2, ist der Prüfstand 3 m kürzer bei gleicher Breite. Bei der aufgeführten alternativen Platzierung der Druckbehälter wäre sogar ein ca. 5 m kürzerer Prüfstand möglich.

Literaturverzeichnis

- [AGK] AGK HOCHLEISTUNGSWERKSTOFFE GMBH: *Werkstoffdatenblatt Ingenieurkeramik K-Therm® K.* https://www.agk.de/html/isolierwerkstoffe/technische_keramik.htm
- [Anta] ANTON SCHWEIZER ; ANTON SCHWEIZER (Hrsg.): *Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau: Strömungsgeschwindigkeiten.* https://www.schweizer-fn.de/helpdat/stroemung/help_druckverlust.php
- [Antb] ANTON SCHWEIZER ; ANTON SCHWEIZER (Hrsg.): *Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau: Wärmekapazität Metalle.* https://www.schweizer-fn.de/stoff/wkapazitaet/wkapazitaet_metall.php
- [Antc] ANTON SCHWEIZER ; ANTON SCHWEIZER (Hrsg.): *Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau: Wärmekapazität verschiedener Materialien.* https://www.schweizer-fn.de/stoff/wkapazitaet/wkapazitaet_baustoff_erde.php#mauerwerkstoffe
- [Bet] BETONWIKI: *Rohdichte.* <https://www.beton.wiki/index.php?title=Rohdichte>
- [BOI] BOIE: *SKF Rillenkugellager 6405.* <https://www.boie.de/mechanik/waelz-und-gleitlager/rillenkugellager/6405-zid10005341>
- [Coa] COASTERS AND MORE: *Achterbahnbremsen - Von der Reib- zur Wirbelstrombremse.* <http://www.coastersandmore.de/rides/brake/brake.shtml>
- [Dus] DUSTEC HOCHDRUCKTECHNIK GMBH: *Datenblatt Druckbehälter Serie 250 bar.* <https://www.dustec.de/files/dustec/inhalte/dokumente/produkte/Druckbehaelter/datenblaetter/Druckbehaelter%20Serie%20250%20bar.pdf>
- [enr20] ENRG.IO: *Tesla Battery Weight Overview All Models.* <https://enrg.io/tesla-battery-weight-overview-all-models/>. Version: 2020
- [Fix] FIX METALL GMBH: *42CrMo4 (Vergütungsstahl) / Stahl.* https://www.fixmetall-shop.com/netGen/netGen.pl?lang=de&action=shop_kat&kategorie=190&produkttyp=blech
- [Han01] HANS-HERMANN BRAESS, Ulrich S.: *Kraftfahrzeugtechnik.* 2., verb. Aufl. Braunschweig and Wiesbaden : Vieweg, 2001 (ATZ-MTZ-Fachbuch). ISBN 3 528 13114 4
- [Hor] HORVÁTH & PARTNERS ; ECOMENTO UG (Hrsg.): *Elektroauto-Batterien noch zu schwer.* <https://ecomento.de/2016/09/27/elektroauto-batterien-noch-zu-schwer/>
- [Hyda] HYDRAULIKTECHNIK24: *Hydraulikzylinder doppeltwirkend 25/16.* <https://www.hydrauliktechnik24.de/Hydraulikzylinder-doppeltwirkend-25-16-50-bis-600mm-Hub-ohne-Befestigung>

- [Hydb] HYDRAULIKTECHNIK24: *Hydraulikzylinder doppeltwirkend 32/20*. <https://www.hydrauliktechnik24.de/Hydraulikzylinder-doppeltwirkend-32-20-50-bis-1000mm-Hub-ohne-Befestigung>
- [int18] INTERCAX: *MBSE for Railgun Design | Part 3*. <https://intercax.com/2018/07/31/mbse-railgun-design-part-3/>. Version: 2018
- [Jue] JUECKER STAHLHANDEL: *Preis-/ Lagerliste: Stand:06/2019*. https://stahlhandel-juecker.de/wp-content/uploads/JUECKER_preis_und_lagerliste_komplett.pdf
- [KH17] KLAUS EHRENSPIEL ; HARALD MEERKAMM: *Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. 6., überarbeitete und erweiterte Auflage. München : Hanser Verlag, 2017. ISBN 978 3 446 44089 0
- [Mes] MESSRING GMBH: *CIS Compact Impact Sled*. <https://www.messring.de/de/produkte/passive-sicherheit/compact-impact-sled-cis/>
- [Rud21] RUDOLF STUMBERGER: *Gegen die Wand*. In: *VDI Nachrichten* (24.09.2021), Nr. 38, S. 6 7
- [Sal] SALZGITTER FLACHSTAHL: *Schweißbare Feinkornbaustähle für Druckbehälter*. <https://www.salzgitter-flachstahl.de/de/produkte/warmgewalzte-produkte/stahlsorten/schweissbare-feinkornbaustaehle-fuer-druckbehaelter.html>
- [SCH] SCHWENK BETON SÜDBAYERN GMBH: *Preisliste 2018: Region München, Gültig ab 01.01.2018*. https://www.schwenk.de/wp-content/uploads/2017/03/3038_SCHWENK-Beton-S%C3%BCdbayern-M%C3%BCnchen_Preisliste-2018_20171020.pdf
- [Sie] SIEMENS DEUTSCHLAND: *SIMOTICS Torquemotoren höchste Präzision für Rundachsen*. <https://new.siemens.com/de/de/produkte/antriebstechnik/elektromotoren/motion-control-motor/torquemotoren.html>
- [SKF] SKF GMBH: *6405 Rillenkugellager*. <https://www.skf.com/de/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6405?system=metric>
- [Staa] STAHLSHOP: *Formstahl Träger-HEM schwere Träger-Doppel-T-Träger: HEM 200*. <https://stahlshop.de/formstahl-traeger/hem-schwere-traeger/hem-200-1090-detail>
- [Stab] STAHLSHOP: *Siederohr 114,3 x 4,0*. <https://stahlshop.de/stahlprodukte/stahl-rohre/geschweisste-stahlrohre/siederohr-114,3x4,0?sort=pd.name&order=ASC&limit=100>
- [Stac] STAHLSHOP: *Siederohr 323,9 x 5,0*. <https://stahlshop.de/stahlprodukte/stahl-rohre/geschweisste-stahlrohre/siederohr-323,9x5,0?limit=100>

- [Tob] TOBIAS ROTH: *29. Impuls: Wirbelstrombremse*. <https://www.dpg-physik.de/aktivitaeten-und-programme/175-jahre-dpg/impulse-inspirationen/175-impulse/29>
- [Uni11] UNITED NATIONS: *Consolidated Resolution on the Construction of Vehicles*. 2. 30.06.2011
- [Uni13] UNITED NATIONS: *Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to specific requirements for the electric power train*. 2. 15.07.2013
- [Vol11] VOLKER LÄPPLE: *Einführung in die Festigkeitslehre: Lehr- und Übungsbuch*. 3. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011. ISBN 978 3834816054
- [Wik] WIKIPEDIA: *Porsche Taycan*. https://en.wikipedia.org/wiki/Porsche_Taycan
- [Wik05] WIKIPEDIA: *Hydraulik*. <https://de.wikipedia.org/wiki/Hydraulik>. Version: 2005
- [WJVS17] WITTEL, Herbert ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim ; SPURA, Christian: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. 23., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017. ISBN 978 3 658 17895 6

Anhang

Figure 1
 Generic description of test pulses

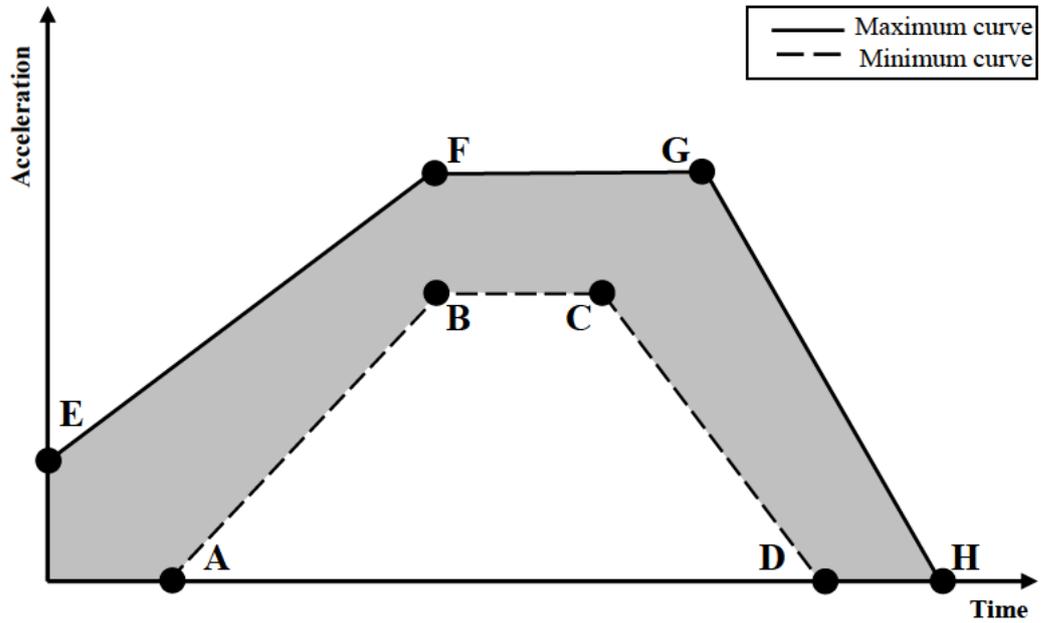


Table 1 for M₁ and N₁ vehicles:

Point	Time (ms)	Acceleration (g)	
		Longitudinal	Transverse
A	20	0	0
B	50	20	8
C	65	20	8
D	100	0	0
E	0	10	4.5
F	50	28	15
G	80	28	15
H	120	0	0

Table 2 for M₂ and N₂ vehicles:

Point	Time (ms)	Acceleration (g)	
		Longitudinal	Transverse
A	20	0	0
B	50	10	5

1. Definitions of vehicles²

- 1.1. "*Power-driven vehicle*" means any self-propelled road vehicle, other than a moped in the territories of Contracting Parties which do not treat mopeds as motor cycles, and other than a rail-borne vehicle.
- 1.2. "*Motor vehicle*" means any power-driven vehicle which is normally used for carrying persons or goods by road or for drawing, on the road, vehicles used for the carriage of persons or goods. This term embraces trolley-buses, that is to say, vehicles connected to an electric conductor and not rail-borne. It does not cover vehicles such as agricultural tractors, which are only incidentally used for carrying persons or goods by road or for drawing, on the road, vehicles used for the carriage of persons or goods.
- 1.3. "*Motor cycle*" means any two-wheeled vehicle, with or without side-car, which is equipped with a propelling engine. Contracting Parties may also treat as motor cycles in their domestic legislation three-wheeled vehicles whose unladen mass does not exceed 400 kg. The term "motor cycle" does not include mopeds, although Contracting Parties may treat mopeds as motor cycles for the purpose of the Convention.
- 1.4. "*Moped*" means any two-wheeled or three-wheeled vehicle which is fitted with an internal combustion engine having a cylinder capacity not exceeding 50 cm³ and a maximum design speed not exceeding 50 km per hour.
- 1.5. "*Trailer*" means any non-self propelled vehicle, which is designed and constructed to be towed by a power driven vehicle and includes semi-trailers.
- 1.6. "*Combination of vehicles*" means coupled vehicles which travel on the road as a unit.
- 1.7. "*Articulated vehicle*" means a combination of vehicles comprising a motor vehicle and semi-trailer coupled to the motor vehicle.
- 1.8. "*Road tractor*" means road motor vehicle designed, exclusively or primarily, to haul other road vehicles which are not power-driven (mainly semi-trailers).
- 1.9. "*Agricultural tractor*" means a vehicle specifically designed to deliver a high tractive effort at slow speeds, for the purposes of hauling a trailer or machinery.

2. Classification of power-driven vehicles and trailers³

- 2.1. Category L – Motor vehicles with less than four wheels
- 2.1.1. "*Category L₁*": A two-wheeled vehicle with an engine cylinder capacity in the case of a thermic engine not exceeding 50 cm³ and whatever the means of propulsion a maximum design speed not exceeding 50 km/h.

² According to the Convention on Road Traffic of Vienna, 8 November 1968 and of the European Agreements supplementing that Convention, except paragraph 1.8., taken from OECD "Glossary of statistical terms"

³ The text reproduced in this paragraph is the up-to-date version of Annex 7 to the Consolidated Resolution (TRANS/WP.29/78/Rev.1) established by the Working Party on the Construction of Vehicles. It is based on document TRANS/WP.29/78/Rev.1/Amend.2 and Rev.1/Amend.4.

- 2.1.2. "*Category L₂*": A three-wheeled vehicle of any wheel arrangement with an engine cylinder capacity in the case of a thermic engine not exceeding 50 cm³ and whatever the means of propulsion a maximum design speed not exceeding 50 km/h.
- 2.1.3. "*Category L₃*": A two-wheeled vehicle with an engine cylinder capacity in the case of a thermic engine exceeding 50 cm³ or whatever the means of propulsion a maximum design speed exceeding 50 km/h.
- 2.1.4. "*Category L₄*": A vehicle with three wheels asymmetrically arranged in relation to the longitudinal median plane with an engine cylinder capacity in the case of a thermic engine exceeding 50 cm³ or whatever the means of propulsion a maximum design speed exceeding 50 km/h (motor cycles with sidecars).
- 2.1.5. "*Category L₅*": A vehicle with three wheels symmetrically arranged in relation to the longitudinal median plane with an engine cylinder capacity in the case of a thermic engine exceeding 50 cm³ or whatever the means of propulsion a maximum design speed exceeding 50 km/h.
- 2.1.6. "*Category L₆*": A vehicle with four wheels whose unladen mass is not more than 350 kg, not including the mass of the batteries in case of electric vehicles, whose maximum design speed is not more than 45 km/h, and whose engine cylinder capacity does not exceed 50 cm³ for spark (positive) ignition engines, or whose maximum net power output does not exceed 4 kW in the case of other internal combustion engines, or whose maximum continuous rated power does not exceed 4 kW in the case of electric engines.
- 2.1.7. "*Category L₇*": A vehicle with four wheels, other than that classified for the category L₆, whose unladen mass is not more than 400 kg (550 kg for vehicles intended for carrying goods), not including the mass of batteries in the case of electric vehicles and whose maximum continuous rated power does not exceed 15 kW.
- 2.2. Category M - Power-driven vehicles having at least four wheels and used for the carriage of passengers
- 2.2.1. "*Category M₁*": Vehicles used for the carriage of passengers and comprising not more than eight seats in addition to the driver's seat.
- 2.2.2. "*Category M₂*": Vehicles used for the carriage of passengers, comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and having a maximum mass not exceeding 5 tonnes.
- 2.2.3. "*Category M₃*": Vehicles used for the carriage of passengers, comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and having a maximum mass exceeding 5 tonnes.
- 2.2.4. Vehicles of category M₂ and M₃ belong to:
- 2.2.4.1. For vehicles having a capacity exceeding 22 passengers in addition to the driver, there are three classes of vehicles:
- 2.2.4.1.1. "*Class I*": Vehicles constructed with areas for standing passengers, to allow frequent passenger movement.
- 2.2.4.1.2. "*Class II*": Vehicles constructed principally for the carriage of seated passengers, and designed to allow the carriage of standing passengers in the gangway and/or in an area which does not exceed the space provided for two double seats.

- 2.2.4.1.3. "*Class III*": Vehicles constructed exclusively for the carriage of seated passengers.
- 2.2.4.1.4. A vehicle may be regarded as belonging in more than one Class. In such a case it may be approved for each Class to which it corresponds.
- 2.2.4.2. For vehicles having a capacity not exceeding 22 passengers in addition to the driver, there are two classes of vehicles:
- 2.2.4.2.1. "*Class A*": Vehicles designed to carry standing passengers; a vehicle of this class has seats and shall have provisions for standing passengers.
- 2.2.4.2.2. "*Class B*": Vehicles not designed to carry standing passengers; a vehicle of this class has no provision for standing passengers.
- 2.2.5. Remarks.
- 2.2.5.1. "*Articulated bus or coach*" is a vehicle which consists of two or more rigid sections which articulate relative to one another; the passengers compartments of each section intercommunicate so that passengers can move freely between them; the rigid sections are permanently connected so that they can only be separated by an operation involving facilities which are normally only found in workshop.
- 2.2.5.2. Articulated buses or coaches comprising two or more non-separable but articulated units shall be considered as single vehicles.
- 2.2.5.3. In the case of a towing vehicle designed to be coupled to a semi-trailer (tractor for semi-trailer), the mass to be considered for classifying the vehicle is the mass of the tractor vehicle in running trim, increased by the mass corresponding to the maximum static vertical load transferred to the tractor vehicle by the semi-trailer and, where applicable, by the maximum mass of the tractor vehicle's own load.
- 2.2.5.4. "*Mass of a vehicle in running order*" means the mass of an unladen vehicle with bodywork, and with coupling device in the case of a towing vehicle, or the mass of the chassis with cab if the manufacturer does not fit the bodywork and/or coupling device, including coolant, oils, 90 per cent of fuel, 100 per cent of other liquids except used waters, tools, spare wheel, driver (75 kg) and, for buses and coaches, the mass of the crew member (75 kg) if there is a crew seat in the vehicle.
- 2.3. Category N - Power-driven vehicles having at least four wheels and used for the carriage of goods
- 2.3.1. "*Category N₁*": Vehicles used for the carriage of goods and having a maximum mass not exceeding 3.5 tonnes.
- 2.3.2. "*Category N₂*": Vehicles used for the carriage of goods and having a maximum mass exceeding 3.5 tonnes but not exceeding 12 tonnes.
- 2.3.3. "*Category N₃*": Vehicles used for the carriage of goods and having a maximum mass exceeding 12 tonnes.
- 2.3.4. Remarks
- 2.3.4.1. In the case of a towing vehicle designed to be coupled to a semi-trailer (tractor for semi-trailer), the mass to be considered for classifying the vehicle is the mass of the tractor vehicle in running trim, increased by the mass corresponding to the maximum static vertical load transferred to the tractor



Gegen die Wand

SICHERHEIT: Batterien für Elektroautos sollen immer größere Reichweiten ermöglichen. Ob sie auch sicher sind, untersucht der TÜV Süd auf einer Crashbahn im bayerischen Oberpfaffenhofen.

VON RUDOLF STUMBERGER

Geht es nach der EU-Kommission in Brüssel, sollen ab 2035 in der Europäischen Union keine Neuwagen mit Verbrennungsmotor mehr zugelassen werden. Die Zukunft gehört dann aller Voraussicht nach dem elektrisch angetriebenen Auto. Und das versorgt sich mit Strom über die eingebaute Batterie. Deren Kapazitäten wurden in den vergangenen Jahren enorm gesteigert und künftig sollen ab Mittelklasselimousine aufwärts die Fahrzeuge Reichweiten von bis zu 1000 km

Vorbereitung: Die TÜV-Ingenieure bereiten den roten Testschlitten auf seinen Einsatz vor. Gleich wird er über das in der Bodenschiene verlegte Seil hochbeschleunigt. Eine High-Speed-Kamera filmt den Aufprall.

Foto: Rudolf Stumberger

erreichen. Hinzu kommen deutlich kürzere Ladezeiten.

Batterien werden also zu einem zentralen Puzzelstück der Elektromobilität. Das aber wirft die Frage nach der Sicherheit der Stromspender auf. Ortstermin beim Batterietestzentrum des TÜV Süd in Oberpfaffenhofen-Weßling bei München: Hier werden Crashtests durchgeführt.

Oberpfaffenhofen zeichnet sich durch die Ansiedlung von Hightech-Firmen aus. So ist hier einer der Standorte des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt, zudem haben sich mehrere

Forschungsinstitute angesiedelt. Im Gewerbegebiet Argelsrieder Feld findet man eine Fraunhofer-Einrichtung zu Festkörpertechnologien und hier ist auch das Testzentrum für Batterien, Abteilung Crashprüfungen, untergebracht.

Wer die Räume im Untergeschoss betritt, stößt auf Thomas Kilian. „Wir bereiten gerade einen Test mit drei Batteriezellen vor“, erläutert der Diplomingenieur. Wir stehen in einer langen, aber eher schmalen Halle, die von Neonlicht erhellt wird.

In der Mitte des Hallenfußbodens zieht sich eine Seilschiene 45 m entlang, in ihr wird das Stahlseil geführt, das den Testschlitten beschleunigt. Auf dem rot lackierten Schlitten ist eine Sicherheitswanne montiert, in ihr sind die drei zu testenden Batteriezellen angebracht. Was genau eine „Zelle“ ist, ist im Amtsblatt der Europäischen Union definiert: „...eine einzige in einem Gehäuse untergebrachte elektrochemische Einheit, die eine positive und eine negative Elektrode enthält, zwischen denen ein Spannungsdifferenzial besteht“.

Die Crashbahnanlage hat gerade eine Modernisierung hinter sich. Dabei wurde auch ein modulares Schlittensystem installiert, sodass jetzt Schockversuche in Fahrtrichtung oder auch quer zur Fahrtrichtung ohne zusätzliche Montagearbeiten am Prüfmaterial durchgeführt werden können.

Durch diese Installation lassen sich die Durchlaufzeiten für Schocktests mit einem vielfachen der Erdbeschleunigung „g“ deutlich verringern. Auf der Crashbahnanlage können Batterien oder andere Prüflinge bei einem Gewicht bis zu 1000 kg mit einer Schockbelastung von 90 g getestet werden. Für Prüflinge mit geringerem Gewicht sind Tests sogar bis 150 g durchführbar.

Übers Jahr werden in der Anlage an die 400 Tests gefahren. „Momentan haben wir eine große



Ingenieur und Laborleiter Thomas Kilian schaut sich vor jedem Versuch die Sicherheitswanne mit den Prüflingen an. Im Notfall kann sie geflutet werden kann. Foto: Rudolf Stumberger



Stumme Zeugen: Diese drei Dummies haben heute frei. Sie werden erst benötigt, wenn Crashtests mit Sicherheitsgurten anstehen. Foto: Rudolf Stumberger



Tiefe Dellen: Die Stahlprofile zeigen sich schwer beeindruckt vom Aufprall des Schlittens, der mit 150-facher Erdbeschleunigung herangerauscht kam. Foto: Rudolf Stumberger



Die Sellwinde mit Schwungrad bringt den Versuchsschlitten auf die gewünschte Geschwindigkeit und wird über einen Monitor im Kontrollraum überwacht. Foto: Rudolf Stumberger

Nachfrage“, sagt Ingenieur Jürgen Böck vom Technischen Vertrieb. Große Kunden sind vor allem die Automobilhersteller. Da nahezu jedes Modell mit einer anderen Batterie ausgerüstet wird, ist die Nachfrage nach deren Zertifizierung groß.

Damit ein Batteriemodell in Europa zugelassen wird, muss es an die 150 Prüfverfahren durchlaufen, darunter solche Crashtests, wie sie hier erfolgen. Der Hintergrund: Für die Markteinführung von sogenannten Traktionsbatterien – also einer Antriebsbatterie für Fahrzeuge – ist die Prüfung nach der Richtlinie ECE-R100 sowie eine Typzulassung, die sogenannte „Homologation“, der Batterien bei einer nationalen Kraftfahrzeugbehörde erforderlich. Erst dann können sie in Europa und anderen Ländern vermarktet werden.

Um die Sicherheit der Batterien zu gewährleisten, muss diese eine ganze Reihe an Prüfungen bestehen: zum Beispiel den Vibrationstest, die Wärmeschock- und Zyklusprüfung, Prüfung auf Erschütterungen, die mechanische Unversehrtheit und die Feuerbeständigkeit. Zudem werden der externe Kurzschlusschutz, der Überladungsschutz, der Schutz gegen übermäßiges Entladen und der Überhitzungsschutz geprüft. Bei der Feuerprüfung wird die Batterie auch schon mal über einer Benzinflamme „gegrillt“.

Im bayerischen Oberpfaffenhofen werden neben dem eigentlichen Crashtest auch Leistungsprüfungen, abhängig von der Temperatur, durchgeführt. Jürgen Böck führt in einen Raum, in dem die Batteriezellen in einer Temperaturkammer lagern. Von plus 60 °C bis minus 40 °C reicht die Achterbahnfahrt, der die Stromspeicher unterworfen sind. Dabei werden die Batteriezellen oftmals zusätzlich noch mit Strömen von bis zu mehreren hundert Ampere geladen und entladen, um auf diese Weise die Alterung der Zellen zu simulieren.

Doch zurück zu Ingenieur Kilian und seinem bevorstehenden Crashtest. Noch ein paar Minuten, und der Schlitten mit den drei Prüflingen wird vom Stahlseil angezogen auf eine Geschwindigkeit von 47 km/h gebracht, die Teststrecke erlaubt Geschwindigkeiten zwischen 6 km/h und 80 km/h. Was am Ende der Teststrecke passiert, kann man an einem guten Dutzend eingebeulter Stahlprofile sehen: Der Schlitten entwickelt beim Aufprall auf die Profile eine Endbeschleunigung von 150 g, was der 150-fachen Erdbeschleunigung entspricht. Normale Unfälle spielen sich im Bereich von 30 g bis 50 g ab.

Die Vorbereitungen gehen in die letzte Runde. An einer Wand der Halle sehen drei braune Dummies still und stumm dem Prozedere zu. Mit ihnen werden Crashtests zu Sicherheitsgurten gemacht. Kilian und seine Mitarbeiter verfolgen den Test von einem direkt daneben liegenden abgetrennten Raum aus.

Ein Monitor gibt Auskunft über den Stand der Dinge: Systemdruck der Hydraulik, Spannweg des Spannzylinders, Geschwindigkeit des Schwungrades, über das das Stahlseil läuft. Auch die Steuerungssoftware der Anlage hat ein Upgrade hinter sich und ermöglicht eine aktuelle und effiziente Auswertung und Dokumentation der Testergebnisse und Prüfparameter. Eine neu installierte Beleuchtungsanlage mit hochleistungsfähigen LED-Leuchten ermöglicht Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Versuche.

Dann ist der Schlitten in der Ausgangssituation. Ausgelöst wird er trotz Computer noch immer manuell per Knopfdruck. „Achtung!“, lässt der Testleiter die Kollegen wissen und diese halten sich die Ohren zu. Denn es gibt einen gewaltigen Knall, wenn der Testschlitten mit 150 g zum Stehen kommt.

Aufgezeichnet wird der Aufprall von oben mit einer High-Speed-Kamera, die bis zu 1000 Bilder pro Sekunde festhalten kann. Gleichzeitig werden

die Batterieprüflinge durch eine Infrarotkamera überwacht, die Angaben zur Temperatur übermittelt. Die Beobachtungsphase nach dem Crash dauert eine Stunde, um zu sehen, ob sich Reaktionen entwickeln. „Im Notfall wird die Sicherheitswanne geflutet“, erläutert Thomas Kilian. Dazu steht ein großer Wasserbehälter bereit, das Wasser kann durch zwei Rohre direkt über den Testschlitten gebracht werden.

Jetzt also erst einmal eine Stunde Nachbeobachtung. Zeit für Jürgen Böck, über die Zukunft des Elektroautos und dabei die Entwicklung von Batterien zu sprechen. „Klar ist“, sagt der Ingenieur, „dass je mehr Energie in die Batterie gepackt wird, auch die Sicherheitsanforderungen wachsen.“ Die Ladegeschwindigkeit wird zunehmen: „15 Minuten an Schnellladestationen wird zur Norm.“

Bei den Nutzfahrzeugen sieht Böck den Elektroantrieb zunächst bei Mittelklassefahrzeugen bis zu 7,5 t kommen, die für Verteil- und Zustellservices in der Stadt unterwegs sind. Das ist dann auch eine Antwort auf potenziell kommende Dieselfahrverbote in Innenstädten. Ähnliches gelte wohl auch für Busse. Beim Fernverkehr im Transportwesen sieht er zunächst Hybridantriebe am Start, auch Wasserstoff sei eine künftige Option.

Schließlich verweist der Ingenieur noch auf die Anwendung von Batterien respektive Stromantrieb bei der Bahn (auf nicht elektrifizierten Strecken) und auch in der Schifffahrt: Neben der Binnenschifffahrt, wofür batterieelektrische Antriebe bereits verwendet werden, können diese auch bei Container- oder Kreuzfahrtschiffen zum Einsatz kommen, sodass diese mit elektrischem Antrieb umweltschonend in den Hafen einlaufen können.

Derweil ist die Beobachtungsphase vorbei. „Alles klar“, sagt Laborleiter Kilian zufrieden. Der Kunde wird den Prüfbericht zu seinen Zellen erhalten. Sie haben den Test bestanden.

Nutzwertanalyse Sicht: Hersteller

Bewertung der einzelnen Kriterien mit 0 (sehr schlecht) bis 10 (sehr gut) Punkten.

	Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Positive Beschleunigung									
					Railgun	Linearantrieb	Hydraulikkolben mit Bremse	Pneumatikkolben mit Bremse	Druckluft mit Bremse	Gummibänder mit Bremse	Federn mit Bremse	Schwunghammer mit Bremse	Pyrotechnik mit Bremse	Schwungrad + Kupplung mit Bremse
Technik	Qualität der Ergebnisse	3,5	Regelbarkeit	3,5	10	10	8	7	7	7	7	7	5	5
	Anlagenparameter	6	Gesamtgröße der Anlage	1	4	8	7	7	6	5	6	5	7	3
			Skalierbarkeit	2,5	10	6	7	7	3	4	5	3	9	4
			technische Performance	2,5	9	8	7	7	4	6	6	4	3	3
Wirtschaft	Entwicklung	6,5	Machbarkeit (Risiko)	3,5	1	4	6	9	5	6	7	4	4	4
			Entwicklungskosten	3	1	4	8	8	8	8	8	7	7	5
	Einmalkosten	4	Investitionskosten	1	2	6	6	7	8	8	8	8	4	5
			Wartezeit zw. den Versuchen	1,5	7	8	7	6	5	9	9	9	4	6
			Wartung / Verschleiß	1,5	4	8	8	8	7	4	6	6	1	4
Gesamtsumme					111,5	134	143,5	150	115,5	127	137	117	101	87

	Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Negative Beschleunigung								
					Wirbelstrombremse	Generator vgl. KERS	Hydraulikkolben	Pneumatikkolben	Federn	Gummibänder	elektrische Reibbremse	Riemenantrieb	
Technik	Qualität der Ergebnisse	3,5	Regelbarkeit	3,5	9	8	7	7	1	0	7	8	8
	Anlagenparameter	6	Gesamtgröße der Anlage	1	8	8	7	6	6	5	9	7	7
			Skalierbarkeit	2,5	7	5	7	6	6	4	6	6	6
			technische Performance	2,5	8	5	7	7	6	6	7	6	7
Wirtschaft	Entwicklung	6,5	Machbarkeit (Risiko)	3,5	5	6	7	7	8	8	7	5	5
			Entwicklungskosten	3	6	3	8	9	8	8	7	8	8
	Einmalkosten	4	Investitionskosten	1	7	5	6	6	8	8	8	8	8
			Wartezeit zw. den Versuchen	1,5	6	7	6	9	9	9	5	8	8
			Wartung / Verschleiß	1,5	7	7	8	6	4	4	4	7	
Gesamtsumme					139	117	142	138,5	127,5	109,5	130,5	139,5	

Nutzwertanalyse Sicht: Käufer Crash-Anlage

Bewertung der einzelnen Kriterien mit 0 (sehr schlecht) bis 10 (sehr gut) Punkten.

	Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Positive Beschleunigung										
					Railgun	Linearantrieb	Hydraulikkolben mit Bremse	Pneumatikkolben mit Bremse	Druckluft mit Bremse	Gummibänder mit Bremse	Federn mit Bremse	Schwunghammer mit Bremse	Pyrotechnik mit Bremse	Schwungrad + Kupplung mit Bremse	
Technik	Qualität der Ergebnisse	4,5	Regelbarkeit	4,5	10	10	8	7	7	7	7	7	6	5	5
	Anlagenparameter	6,5	Gesamtgröße der Anlage	1,5	4	8	7	7	6	5	6	5	5	7	3
			Skalierbarkeit	2	10	6	7	3	4	4	5	3	9	4	
			technische Performance	3	9	8	7	4	6	6	6	4	3	3	
Wirtschaft	Entwicklung	3	Machbarkeit (Risiko)	1,5	1	4	6	9	5	6	7	6	4	4	
	Einmalkosten	9	Entwicklungskosten	1,5	1	4	8	8	8	8	8	7	7	7	
			Investitionskosten	3,5	2	6	6	7	8	8	8	8	4	5	
	Betrieb/Betriebskosten	3	Wartezeit zw. den Versuchen	3	7	8	7	6	5	9	9	9	9	4	
Gesamtsumme				2,5	4	8	8	8	7	4	6	6	1	4	
Gesamtsumme				139	170	164,5	165	138,5	151	161	145,5	105	103		

	Kategorie	Gesamtfaktor	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Negative Beschleunigung							
					Wirbelstrombremse	Generator vgl. KERS	Hydraulikkolben	Pneumatikkolben	Federn	Gummibänder	elektrische Reibbremse	Riemenantrieb
Technik	Qualität der Ergebnisse	4,5	Regelbarkeit	4,5	9	8	7	7	1	0	7	8
	Anlagenparameter	6,5	Gesamtgröße der Anlage	1,5	8	8	7	6	6	5	9	7
			Skalierbarkeit	2	7	5	7	6	4	6	6	6
			technische Performance	3	8	5	7	7	6	6	7	7
Wirtschaft	Entwicklung	3	Machbarkeit (Risiko)	1,5	5	6	7	7	8	8	5	
	Einmalkosten	9	Entwicklungskosten	1,5	6	3	8	8	9	8	7	
			Investitionskosten	3,5	7	5	6	6	8	8	8	
	Betrieb/Betriebskosten	3	Wartezeit zw. den Versuchen	3	6	7	6	6	9	9	5	
Gesamtsumme				2,5	7	7	8	6	4	4	7	
Gesamtsumme				167	142,5	158,5	155	142	122,5	149	168,5	

Nutzwertanalyse Sicht: Kunde Prüflabor

Bewertung der einzelnen Kriterien mit 0 (sehr schlecht) bis 10 (sehr gut) Punkten.

Kategorie	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Positive Beschleunigung								Schwungrad + Kupplung mit Bremse				
			Railgun	Linearantrieb	Hydraulikkolben mit Bremse	Pneumatikkolben mit Bremse	Druckluft mit Bremse	Gummibänder mit Bremse	Federn mit Bremse	Schwunghammer mit Bremse		Pyrotechnik mit Bremse			
Technik	Qualität der Ergebnisse	5	10	10	8	7	7	7	7	7	7	6	5	5	
	Anlagenparameter	Gesamtgröße der Anlage	1	8	7	7	6	5	5	5	5	5	5	7	3
		Skalierbarkeit	2,5	10	6	7	3	4	4	4	4	4	3	9	4
		technische Performance	1,5	9	8	7	7	4	6	6	6	6	4	3	3
	Wirtschaft	Machbarkeit (Risiko)	1	1	4	6	9	5	6	6	6	6	6	4	4
Entwicklungskosten		1	1	4	8	8	8	8	8	8	8	7	7	7	
Einmalkosten		2	2	6	6	7	8	8	8	8	8	8	9	4	
Betrieb/Betriebskosten		2,5	7	8	7	6	5	9	9	9	9	9	4	4	
Wartung / Verschleiß		2	4	8	8	8	7	4	4	4	4	6	1	4	
Gesamtsumme			124	141	134,5	132	110	119,5	128	114	90	84,5			

Kategorie	Einzelkriterium	Einzelfaktor	Negative Beschleunigung								Riemenantrieb	
			Wirbelstrombremse	Generator vgl. KERS	Hydraulikkolben	Pneumatikkolben	Federn	Gummibänder	elektrische Reibbremse	Schwunghammer mit Bremse		
Technik	Qualität der Ergebnisse	5	9	8	7	7	1	0	7	8	7	8
	Anlagenparameter	Gesamtgröße der Anlage	1	8	7	6	6	5	5	5	5	7
		Skalierbarkeit	2,5	7	5	7	6	4	4	4	4	6
		technische Performance	1,5	8	5	7	7	6	6	6	6	7
	Wirtschaft	Machbarkeit (Risiko)	1	5	6	7	8	8	8	7	5	5
Entwicklungskosten		1	6	3	8	9	8	8	7	8	8	
Einmalkosten		2	7	5	6	8	8	8	8	8	8	
Betrieb/Betriebskosten		2,5	6	7	6	9	9	9	5	8	8	
Wartung / Verschleiß		2	7	7	8	6	4	4	4	7	7	
Gesamtsumme			136,5	118,5	128	124,5	104	86,5	118,5	135,5	84,5	



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Bried

Vorname: Marius

dass ich die vorliegende Masterarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Konzeptionierung eines Crash-Schlittens für Traktionsbatterien von Fahrzeugen

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

14.11.2021

Datum

[Signature]
Unterschrift im Original